

Titre: Mesure et vérification du rendement et simulations calibrées d'un bâtiment résidentiel net zéro énergie Étude de cas: Abondance Montréal
Title:

Auteur: Yannick Allard
Author:

Date: 2012

Type: Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis

Référence: Allard, Y. (2012). Mesure et vérification du rendement et simulations calibrées d'un bâtiment résidentiel net zéro énergie Étude de cas: Abondance Montréal
Citation: [Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie.
<https://publications.polymtl.ca/851/>

 **Document en libre accès dans PolyPublie**
Open Access document in PolyPublie

URL de PolyPublie: <https://publications.polymtl.ca/851/>
PolyPublie URL:

Directeurs de recherche: Michaël Kummert
Advisors:

Programme: Génie mécanique
Program:

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

MESURE ET VÉRIFICATION DU RENDEMENT ET SIMULATIONS CALIBRÉES
D'UN BÂTIMENT RÉSIDENTIEL NET ZÉRO ÉNERGIE
ÉTUDE DE CAS : ABONDANCE MONTRÉAL

YANNICK ALLARD

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE
ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES
(GÉNIE MÉCANIQUE)

AVRIL 2012

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé:

MESURE ET VÉRIFICATION DU RENDEMENT ET SIMULATIONS CALIBRÉES
D'UN BÂTIMENT RÉSIDENTIEL NET ZÉRO ÉNERGIE
ÉTUDE DE CAS : ABONDANCE MONTRÉAL

présenté par : ALLARD Yannick

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. BERNIER Michel, Ph.D., président

M. KUMMERT Michaël, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. ZMEUREANU Radu, Ph.D., membre

DÉDICACE

À nos retrouvailles de l'autre côté du miroir.
Bella, Lilou, Gaia

REMERCIEMENTS

Mes plus sincères remerciements à mon directeur de recherche *M. Michaël Kummert*, pour son expertise dans le domaine des simulations énergétiques, son support, sa disponibilité et pour l'ensemble de nos échanges philosophiques.

Également, mes plus sincères remerciements à *M. Michel Bernier*, pour son expertise, sa rigueur scientifique, et pour m'avoir offert l'opportunité de participer au projet Abondance Montréal.

Mes remerciements au promoteur du projet Abondance Montréal, *M. Chrsitopher Sweetnam-Holmes*, pour son temps et la liberté dont j'ai bénéficié durant la phase de monitoring du projet.

Mes remerciements au Réseau de recherche sur les bâtiments solaires (SBRN), pour leur contribution financière permettant la réalisation de ce projet de monitoring d'envergure.

Mes remerciements à *Mme Anne Dionne*, pour sa disponibilité et ses conseils pour les phases préliminaires de la mise en service de l'installation de monitoring.

Mes remerciements à mes collègues *Antoine Langlois, Ali Salim Shirazi, Parham Eslami Nejad, Véronique Delisle, Mathieu Lévesque, Marilyne Rancourt-Ouimet, Antoine Courchesne-Tardif, Katherine D'Avignon, Massimo Cimmino, Alexandre Prieur, Aurélie Verstraete, Romain Jost, Humberto Jose Quintana* pour leur support, leur assistance et principalement leur folie.

Mes remerciements à ma famille pour leur support morale et leur compréhension tout au long de ce projet.

RÉSUMÉ

Cette étude offre une description complète du projet Abondance Montréal, premier bâtiment multilogments visant une consommation nette nulle au Canada. On retrouve principalement l'inventaire détaillé des équipements et systèmes mécaniques tels que construits sur le site, ainsi que la logique de contrôle associée à chacun de ces systèmes. Par la suite, une description de l'installation de monitoring mise en place est faite tout en portant un regard critique sur les aspects clefs liés à la qualité des données mesurées.

Dans un second temps, les résultats des premiers mois de mesures sont analysés afin d'évaluer la performance énergétique des différents systèmes en opération dans le projet Abondance Montréal. Les bilans mensuels pour les systèmes d'eau chaude domestique, les systèmes de chauffage, ventilation et climatisation, ainsi que les systèmes électriques, sont présentés. Par la suite, l'analyse est poussée plus en détails pour le système de production d'eau chaude domestique où la dynamique de chacun des sous-systèmes (récupérateurs de chaleur des eaux grises, désurchauffeurs, capteurs solaires thermiques, chauffe-eau électrique et système de recirculation) est étudiée suivant une résolution temporelle d'une minute. À la lumière de ces résultats, il est possible de tirer des leçons utiles pour la conception future de projets visant une consommation énergétique nette nulle.

Finalement, la simulation utilisée lors de la phase de conception pour le dimensionnement du système de production d'eau chaude domestique, est calibrée suivant différents niveaux de raffinement. Cette analyse permet de quantifier l'amélioration de la qualité des résultats de simulation en fonction de l'investissement nécessaire en ce qui concerne les ressources (temps et équipements). Ceci permet, du même coup, de donner des indications supplémentaires quant au niveau de raffinement minimal nécessaire pour la calibration en fonction des objectifs visés par l'utilisation de simulations énergétiques.

ABSTRACT

This study provides a complete description of the Abondance Montreal project, the first multi-unit residential building in Canada to aim at net zero energy consumption. . Mechanical systems installed in the building are presented in detail, as well as the control logic of each subsystem. The monitoring system is then discussed with a critical look at the key aspects related to data quality assurance.

In a second part, data recorded over the first months of operation are analyzed to assess the energy performance of different systems in operation in the Abondance Montreal building. The monthly reports for domestic hot water systems, for heating, ventilation and air conditioning systems and for electrical systems, are presented. A more detailed analysis is performed for the domestic hot water production system, where the dynamics of each subsystem is studied for a one minute time step (gray water heat recovery, desuperheaters, solar thermal collectors, electric water heater and recirculation loop). Lessons are drawn for designing future net-zero energy consumption buildings.

Finally, the simulation used in the design phase for sizing the domestic hot water system is calibrated with different levels of refinement. This analysis quantifies the quality improvement of the simulation results based on the investment required in terms of resources (time and equipment). This provides further guidance on the minimum level of refinement necessary in the calibration process, according to the objectives of building energy performance simulations.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE.....	III
REMERCIEMENTS	IV
RÉSUMÉ.....	V
ABSTRACT	VI
TABLE DES MATIÈRES	VII
LISTE DES TABLEAUX.....	X
LISTE DES FIGURES.....	XI
LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS	XV
LISTE DES ANNEXES	XVII
INTRODUCTION.....	1
OBJECTIFS DE L'ÉTUDE	2
CHAPITRE 1 CALIBRATION DES SIMULATIONS ÉNERGÉTIQUES	3
1.1 Sensibilité des paramètres d'entrée de la simulation	5
1.2 Intervalle de temps	7
1.3 Méthodes utilisées pour calibrer les simulations de bâtiments	8
1.4 Validité des résultats	10
1.5 Méthodologie de recherche	11
CHAPITRE 2 CAS À L'ÉTUDE	12
2.1 Concept général.....	12
2.2 Description du projet.....	13
2.2.1 Site.....	13
2.2.2 Système de chauffage, ventilation et climatisation	16
2.2.3 Système de production d'eau chaude domestique.....	18

2.2.4	Système de récupération des eaux de pluie	20
2.2.5	Système de production électrique	20
CHAPITRE 3 MONITORING		21
3.1	Protocole de mesure	21
3.2	Monitoring du Triplex Abondance.....	22
3.3	Description des installations de monitoring	23
3.4	Leçons apprises	26
3.4.1	Coûts du système.....	26
3.4.2	Gestion de l'information	26
3.4.3	Fiabilité du système.....	27
3.5	Équations de mesure.....	28
3.5.1	Eau domestique	28
3.5.2	Chauffage, ventilation et climatisation.....	36
3.5.3	Électrique	36
CHAPITRE 4 AUDIT ÉNERGÉTIQUE.....		37
4.1	Eau domestique	37
4.1.1	Profil de consommation	37
4.1.2	Composants du système	42
4.2	Chauffage, ventilation et climatisation.....	50
4.3	Électrique	51
CHAPITRE 5 CALIBRATION.....		53
5.1	Limite de la calibration	53
5.2	Calibration globale	55
5.2.1	Paramètres d'entrées	56

5.2.2	Résultats	61
5.3	Calibration par sous-système	64
5.3.1	RCEG	64
5.3.2	Réservoirs de stockage	76
5.3.3	Chauffe-eau électrique	78
5.3.4	Système de recirculation	82
5.3.5	Résultats	88
5.4	Conclusions	88
CONCLUSION		90
BIBLIOGRAPHIE		93
ANNEXES		99

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1: Résumé des représentations de coefficients de sensibilité les plus utilisées pour l'analyse de sensibilité associée aux simulations énergétiques de bâtiments	6
Tableau 1.2: Indice utilisé pour représenter la performance d'un modèle de simulations énergétiques.....	11
Tableau 3.1: Incertitude liée à la consommation moyenne d'eau domestique	28
Tableau 3.2: Incertitude liée à la consommation d'eau pour l'analyse du bilan énergétique du système d'ECD	32
Tableau 3.3: Incertitude liée au flux de transfert d'énergie thermique dans les différents composants du système d'ECD.....	33
Tableau 4.1: Bilan énergétique mensuel du système ECD (en kWh)	42
Tableau 4.2: Bilan énergétique mensuel des systèmes CVC (en kWh)	50
Tableau 4.3: Bilan énergétique mensuel du réseau électrique (en kWh)	51
Tableau 5.1: EBMN et CVEQM (en %) associés aux bilans mensuels mesurés du système d'ECD	54
Tableau 5.2 : Principales modifications associées aux différents niveaux de raffinement	56
Tableau 5.3 : Exemple de calcul de l'incertitude de mesure de UA suivant la méthode aux dérivées partielles	71

LISTE DES FIGURES

Figure 2.1 : Présentation du concept général du Triplex Abondance suivant la hiérarchie caractéristique d'un bon design.....	12
Figure 2.2: Plan d'implantation du Triplex Abondance	13
Figure 2.3: Coupe de mur type.....	15
Figure 2.4: Plan d'étage type	16
Figure 2.5: Schéma conceptuel du système CVC en période de climatisation normale.....	17
Figure 2.6: Schéma conceptuel du système CVC en période de climatisation naturelle forcée	17
Figure 2.7: Schéma de fonctionnement d'une PAC avec désurchauffeur.....	18
Figure 2.8: Schéma conceptuel du système d'ECD.....	19
Figure 2.9: Division des trois sections du champ de panneaux solaires photovoltaïques.....	20
Figure 3.1: Localisation des équipements de mesure pour le système CVC du 1 ^{er} étage.....	24
Figure 3.2: Localisation des équipements de mesure pour le système d'ECD	25
Figure 3.3: Influence de la température de l'EFDP sur l'incertitude relative globale du volume d'ECD et d'EFDP	31
Figure 3.4: Influence de la température de sortie de la douche sur l'incertitude relative globale du volume d'eau de la douche	31
Figure 3.5: Incertitude relative globale du flux énergétique des RCEG en fonction du différentiel de température à leurs extrémités.....	35
Figure 3.6: Influence de l'incertitude relative des RCEG en période de non utilisation des douches sur l'incertitude globale de la production énergétique des RCEG.....	35
Figure 4.1: Profil de consommation journalière d'eau pour la période du 11 juin 2011 au 31 octobre 2011.....	37
Figure 4.2: Description des principales informations prélevées sur une boîte à moustache.....	38
Figure 4.3: Influence du mois de l'année sur la consommation journalière moyenne d'ECD	39
Figure 4.4: Consommation journalière d'ECD pour chaque jour de la semaine	39

Figure 4.5: Profils horaires moyens de consommation d'ECD pour les jours de fin de semaine (haut), les jours de semaine (milieu) et les deux combinés (bas).....	41
Figure 4.6: Évolution temporelle des températures côté eau froide (A), températures coté drain (B) et flux thermiques pour le RCEG du bas (C), ainsi que les débits (D) au niveau des RCEG pour deux évènements consécutifs de douche	45
Figure 4.7: Profil de températures à l'entrée et la sortie d'un désurchauffeur en opération	47
Figure 4.8: Comparaison du volume d'ECD consommé et de la consommation électrique du chauffe-eau en fonction du fonctionnement de la pompe de recirculation	49
Figure 5.1: Différents profils horaires de consommation d'ECD dans le secteur résidentiel comparés à celui mesuré au Triplex Abondance.....	57
Figure 5.2: Comparaison du profil horaire moyen de consommation d'ECD utilisé pour la simulation de design avec celui mesuré au Triplex Abondance.	58
Figure 5.3: Comparaison du profil horaire de consommation d'ECD utilisé pour la simulation de design avec celui mesuré au Triplex Abondance pour le 17 juillet 2011.	59
Figure 5.4: Variation journalière de la température de l'aqueduc	60
Figure 5.5: Variation journalière de la température ambiante de la salle mécanique	61
Figure 5.6 : Évolution de l'EBMN et du CVEQM suivant le niveau de raffinement de la calibration pour les résultats de consommation électrique du système de production d'ECD	62
Figure 5.7 : Évolution de l'EBMN et du CVEQM suivant le niveau de raffinement de la calibration pour les résultats de production et consommation énergétique des composants du système de production d'ECD.....	62
Figure 5.8 : Évolution temporelle de la température à l'entrée côté drain du RCEG du bas lors pendant l'utilisation de la douche du RC.	65
Figure 5.9 : Influence de la conduction thermique dans la tuyauterie sur la mesure de la température aux extrémités des RCEG lors de l'utilisation des douches.....	66
Figure 5.10 : Bilan lié aux flux thermiques pour le RCEG lors de l'utilisation des douches.	67

Figure 5.11 : Efficacité et coefficient de transfert thermique global (UA) en fonction du débit pour le Powerpipe ^{MD} R3-36 (colonne de gauche) et R3-60 (colonne de droite)	68
Figure 5.12 : Efficacité et coefficient de transfert thermique global (UA), en conditions d'utilisation réelles, pour le Powerpipe ^{MD} R3-36	70
Figure 5.13: Comparaison des résultats de simulation (trait plein) des RCEG, pour le modèle à efficacité modulé par le débit, aux données de monitoring (trait pointillé) du Triplex Abondance.....	73
Figure 5.14 : Comparaison des résultats de simulation (trait plein) des RCEG, pour le modèle TRNSYS standard d'échangeur à contre-courant, aux données de monitoring (trait pointillé) du Triplex Abondance	73
Figure 5.15 : Influence du facteur de correction de UA sur la précision des résultats de simulation (trait pointillé) des RCEG, pour le modèle TRNSYS standard d'échangeur à contre-courant	74
Figure 5.16 : Influence de l'ajout de la tuyauterie sur la précision des résultats de simulation (trait plein) des RCEG, pour le modèle TRNSYS standard d'échangeur à contre-courant.....	75
Figure 5.17 : Influence du volume de stockage d'ECD sur la température de l'eau à l'entrée du chauffe-eau électrique.	77
Figure 5.18 : Influence du volume de stockage d'ECD sur la température de l'eau à l'entrée du chauffe-eau électrique pour une journée en période d'utilisation de la pompe de recirculation.....	78
Figure 5.19: Représentation d'un cycle de recharge complet du chauffe-eau électrique lié aux pertes en attente pendant la période sans recirculation	80
Figure 5.20: Représentation temporelle de la mise en fonction des éléments chauffant pour la dernière journée de la période sans recirculation	82
Figure 5.21: Représentation d'un cycle de recharge complet du chauffe-eau électrique lié aux pertes en attente et celle de la boucle de recirculation pendant la période avec recirculation	83

Figure 5.22: Influence de la consommation d'ECD sur le débit d'eau circulant dans la boucle de recirculation.....	84
Figure 5.23: Température de consigne de la vanne thermostatique pendant la période avec recirculation.....	85
Figure 5.24: Configuration des branchements d'eau à la vanne thermostatique	86
Figure 5.25: Température de consigne de la vanne thermostatique pendant la période sans recirculation.....	86
Figure 5.26: Représentation temporelle de la mise en fonction des éléments chauffant pour une journée où le système de recirculation est en opération.....	87

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BESTEST	Building Energy Simulation TEST
CAH	Changement d’Air à l’Heure
CCEG	Coalition Canadienne de l’Énergie Géothermique
COP	Coefficient de Performance
CVC	Chauffage, Ventilation et Climatisation
CVEQM	Coefficient de Variation de l’Erreur Quadratique Moyenne
EBMN	Erreur de Biais Moyenne Normalisée
ECCN	Échangeur de Chaleur à Convection Naturelle
ECD	Eau Chaude Domestique
EER	Energy Efficiency Ratio (Btu/W*hr)
EFD	Eau Froide Domestique
EFDP	Eau Froide Domestique Préchauffé
FIIC	Field Impact Insulation Class
HERS	Home Energy Rating System
IEA	International Energy Agency
IMPVP	International Performance Measurement and Verification Protocol
MCE	Mesure de Conservation d’Énergie
M&V	Mesure et Vérification
NRCan	Ressources Naturelles Canada
NREL	National Renewable Energy Laboratory
NTU	Nombre d’unité de transfert
PAC	Pompe à Chaleur

PIMVP	Protocole International Mesure et Vérification de la Performance énergétique
PSTAR	Primary and Secondary Terms Analysis and Renormalization
RC	Rez-de-chaussée
RCEG	Récupérateur de Chaleur des Eaux Grises
SCHL	Société Canadienne d'Hypothèques et de Logement
UA	Coefficient de transfert thermique global
VRC	Ventilateur Récupérateur de Chaleur

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE 1 – Description des équipements de monitoring.....	99
ANNEXE 2 – Étalonnage des sondes de température	103
ANNEXE 3 – Étalonnage des débitmètres	110

INTRODUCTION

En réponse à l'intérêt grandissant des Canadiens pour les logements susceptibles d'être plus sains, écologiques et à haut rendement énergétique la société canadienne d'hypothèque et de logement lançait en 2007 l'initiative de maison saine EQuilibrium. Cette initiative nationale offrait l'opportunité à des constructeurs d'expérimenter diverses stratégies de conception afin de réaliser des habitations à consommation énergétique nette nulle, c'est-à-dire, qui produisent autant d'énergie qu'ils en consomment. Le projet Abondance le Soleil, réalisé à Verdun en 2009, constitue un des premiers immeubles résidentiels multifamilial situé en milieu urbain, au Canada, à tenter de répondre à ce concept de consommation énergétique nette nulle.

La réalisation d'un bilan énergétique net nul dans les nouveaux bâtiments passe souvent par la combinaison de plusieurs technologies de production et de récupération d'énergie. Vu la complexité des interactions entre les différents systèmes, peu de données permettent d'évaluer précisément le rendement global de ces systèmes mécaniques hybrides. La conception de ce type de projets à haut rendement énergétique impose donc l'utilisation de simulations numériques afin d'effectuer le dimensionnement final des différents systèmes. De plus, la complexité de ces systèmes mécaniques de chauffage, ventilation et climatisation laisse souvent place à des problèmes de fonctionnement difficilement identifiables sans analyse approfondie. Pour ces raisons, les simulations de design développées durant la phase de conception ne parviennent pas à garantir et, encore moins, prédire à long terme le rendement énergétique global du bâtiment en situation réelle.

Le concept de simulation calibrée, défini comme étant un modèle numérique de prédictions énergétiques représentant approximativement les données mesurées, devient un outil indispensable dans la réconciliation des résultats de simulation aux performances réelles des systèmes mécaniques de bâtiments.

OBJECTIFS DE L'ÉTUDE

Cette étude a 3 objectifs principaux :

- présenter les systèmes mécaniques tels que construits dans le bâtiment et leur logique de contrôle;
- réaliser l'audit énergétique complet du Triplex Abondance dans l'optique d'améliorer la compréhension de ses systèmes et du même coup permettre de tirer des leçons utiles pour la conception de futur projet de bâtiment visant une consommation énergétique nette nulle;
- développer un modèle de simulation calibré pour le Triplex Abondance à l'aide des données recueillies, ainsi qu'à quantifier l'impact de processus de calibration sur la qualité des résultats de simulation.

CHAPITRE 1 CALIBRATION DES SIMULATIONS ÉNERGÉTIQUES

L'utilisation d'outils informatiques pour l'analyse énergétique des systèmes mécaniques de bâtiment tend à devenir un incontournable dans tout processus de design. Principalement relié à la prise de conscience du potentiel de réduction des besoins énergétiques associés aux besoins opérationnels des bâtiments, le développement d'outils d'optimisation de stratégie d'efficacité énergétique (systèmes, équipement, contrôle, etc.) n'a cessé de se développer depuis les années 80. En réponse à l'utilisation quasi systématique de tels outils informatiques, la question de précision et de validité des résultats obtenus se pose. Comment garantir l'évaluation de la consommation énergétique de bâtiment sous un seuil d'erreur acceptable en minimisant les efforts déployés pour valider ces outils de simulation?

Plusieurs efforts ont donc été menés pour augmenter le niveau de confiance à l'égard des résultats de ces simulations. Dans un premier temps, aux États-Unis, le National Renewable Energy Laboratory (NREL) a développé, dans le cadre de l'Agence Internationale de l'Énergie (IEA), une procédure d'évaluation de la performance d'un outil de simulation énergétique basée sur une validation comparative intermodèle « Balance Evaluation Systems Test (BESTEST) ». Principalement, il s'agit de simuler plusieurs cas de référence et de comparer les résultats de simulations avec ceux d'outils dont les résultats ont préalablement été validés. Deux procédures l'« IEA BESTEST » et la « HERS BESTEST » s'attardent principalement à la modélisation de l'enveloppe de bâtiment, et ne tiennent pas compte à ce jour des différences associées au niveau de la modélisation de systèmes mécaniques. Bien que cette procédure soit un bon indicateur de la performance générale d'un outil de simulation, elle ne peut à elle seule garantir la validité des résultats de ce même outil de simulation (Neymark & Judkoff, 1997). Ces procédures BESTEST sont maintenant reprises dans certaines normes telles que l'ASHRAE Standard 140-2001 où il est possible de retrouver une description détaillée des bâtiments et systèmes testés ainsi que les résultats de simulation obtenus à l'aide de certains des principaux logiciels de simulation.

Par la suite, afin d'augmenter le niveau de confiance des résultats de simulations, l'utilisation d'une méthode empirique basée sur la comparaison de données de consommation énergétique avec celle prédite par la simulation a été largement utilisée de par sa simplicité. Ce concept est en quelque sorte à la base du processus de calibration de simulations. Les grandes lignes de ce processus sont décrites par plusieurs (ASHRAE Guideline 14-2002) (Stein, 1997) comme suit :

1. **Planifier la calibration**, consiste à répondre à certaines questions préliminaires du type «Qu'elle est l'intervalle (mensuel, horaire, etc.) utilisé pour la calibration?» afin de guider le reste du processus de calibration.
2. **Collecter les données**, consiste à rassembler les informations nécessaires concernant le bâtiment, les équipements, les horaires de fonctionnement et le climat afin d'avoir des données sur la dynamique du bâtiment.
3. **Ajuster les paramètres d'entrée de la simulation**, suivant la collecte de données, la simulation peut être ajustée afin de représenter le plus fidèlement possible la réalité.
4. **Comparer les résultats de simulation avec les données mesurées**, suivant le niveau de détails des données collectées, cette analyse graphique ou statistique permet d'identifier les principales différences entre les résultats de simulation et les données mesurées.
5. **Raffiner les paramètres d'entrée de la simulation**, consiste à répéter les étapes 3 et 4 jusqu'à ce que la simulation offre des résultats acceptables en comparaison avec les données mesurées.

Le problème majeur associé à ce processus vient du fait qu'il s'agit plus d'un art que d'une science (Stein, 1997). De plus, bien que diverses normes (ASHRAE Guideline 2-2002) (IMPVP, 2009) ne laissent aucun doute quant à la pertinence de l'utilisation de simulations calibrées dans l'analyse des mesures de conservation d'énergie (MCE), aucune d'entre elles n'indiquent de lignes directrices quant à la manière de procéder afin de réaliser cette calibration. Pour pallier à ce manque de lignes directrices, un projet de recherche (Reddy & al., 2006) financé par l'ASHRAE avait comme objectif d'établir les bases d'une méthode de calibration systématique tout en offrant un certain niveau de flexibilité afin de s'adapter aux différents besoins de l'utilisation de simulations calibrées. Suite à la publication du rapport final en 2006, plusieurs facettes d'importance capitale du processus de calibration ont pu être identifiées (Reddy & al., 2006). Ces éléments sont présentés dans les sections suivantes.

1.1 Sensibilité des paramètres d'entrée de la simulation

Le nombre et la complexité des liens reliant les différents paramètres d'entrée d'une simulation aux résultats en sortie rendent difficile l'expression de ces interactions de manière analytique. L'analyse de sensibilité permet donc de quantifier l'influence de la variation des paramètres en entrée sur les résultats en sortie. L'importance de cette démarche vient de l'intérêt à identifier les paramètres clefs à optimiser lors de la phase de conception des systèmes mécaniques, ou bien même, lors du processus de calibration. Une approche générale a été présentée (Lam & Hui, 1996) où l'on retrouve les grandes étapes dans le calcul des coefficients de sensibilité :

1. Formulation du cas de référence;
2. Paramétrisation du modèle;
3. Identification des paramètres d'intérêt (entrée et sortie);
4. Introduction, une à une, des perturbations au niveau des paramètres d'entrée;
5. Étude des effets de ces perturbations sur les résultats en sortie;
6. Calcul des coefficients de sensibilité.

De plus, (Lam et Hui, 1996) ont identifié les différentes représentations utilisées pour ces coefficients de sensibilité afin de faciliter l'utilisation de ceux-ci suivant le contexte. Les plus importants pour l'analyse de sensibilité associée aux simulations énergétiques de bâtiment sont résumés dans le tableau ci-dessous, où les éléments $\Delta Sortie$ et $\Delta Entrée$ représentent respectivement la variation des résultats en sortie et des paramètres d'entrée de la simulation, la notation *ref* est associée à la valeur du cas de référence pour le paramètre choisi et *moy* représente la valeur moyenne de l'intervalle de variation d'un paramètre.

Tableau 1.1: Résumé des représentations de coefficients de sensibilité les plus utilisées pour l'analyse de sensibilité associée aux simulations énergétiques de bâtiments¹

Forme générale	Unité
$\frac{\Delta \text{Sortie}}{\Delta \text{Entrée}}$	Avec dimension
$\frac{\Delta \text{Sortie} / \text{Sortie}_{ref.}}{\Delta \text{Entrée} / \text{Entrée}_{ref.}}$	-
$\left(\frac{\Delta \text{Sortie}}{\Delta \text{Entrée}} \right) / \left(\frac{\text{Sortie}_{moy}}{\text{Entrée}_{moy}} \right)$	-

La première représentation, fréquemment utilisée dans le cadre d'études comparatives, offre l'avantage de faciliter le travail dans l'évaluation de l'erreur engendrée par l'incertitude d'un paramètre d'entrée. Pour les deux autres représentations, le principal avantage provient de leur forme adimensionnelle exprimée en pourcentage.

Une grande majorité de ces études de sensibilité effectuées pour des bâtiments de type commercial (Lam et Hui, 1996) s'entendent pour dire que les principaux paramètres d'entrée d'influence sur les résultats de simulation sont reliés au comportement des occupants, au climat, ainsi qu'au choix des systèmes mécaniques. Par la suite, une étude réalisée dans un contexte canadien (Mottillo, 2001) permet de mettre en évidence la forte influence du paramètre associé à la résistance thermique de l'enveloppe du bâtiment. Cette dernière étude permet de mettre en lumière l'idée que l'influence d'un paramètre d'entrée sur la consommation totale d'énergie d'un bâtiment est directement proportionnelle à la fraction du bilan total sur lequel celui-ci a un impact. Dans ce cas-ci, un paramètre associé à la charge de chauffage (c.-à-d. la résistance thermique de l'enveloppe) sera beaucoup plus influant sur la consommation énergétique totale du

¹ Basé sur la représentation développée dans les travaux de (Lam et Hui, 1996)

bâtiment dans un climat froid, comme c'est le cas pour le Canada. De la même manière, l'influence des paramètres associés à la production d'eau chaude domestique pour les bâtiments résidentiels est accrue puisque la fraction totale d'énergie associée à la production d'eau chaude est significative pour le secteur résidentiel.

1.2 Intervalle de temps

L'intervalle de temps utilisé, tant pour la simulation que pour la mesure de consommation énergétique de bâtiment, peut avoir une influence significative sur les résultats. D'un côté, l'utilisation d'un intervalle de temps plus faible permet une représentation plus fidèle des événements de courte durée ou de variation temporelle rapide. De l'autre côté, plus l'intervalle de temps utilisé est petit, plus le nombre de données à gérer et le temps de calcul nécessaire peuvent devenir problématiques. En se basant sur l'analyse de la consommation électrique et d'eau chaude dans un bâtiment résidentiel multilogements, (Bagge & Johansson, 2011) ont évalué l'influence du choix de l'intervalle de temps. Celui-ci doit être en lien direct avec le besoin en aval de ce processus. Si seule la consommation annuelle moyenne est d'intérêt, l'utilisation de la consommation totale annuelle est suffisante. Par contre, dans le cas où l'utilisation de systèmes mécaniques est grandement influencée par les variations journalières (par exemple. un capteur solaire), au minimum des données horaires devraient être utilisées. De plus, ceux-ci affirment qu'il existe un gain d'informations utiles provenant de l'utilisation d'un intervalle de temps plus petit, et ce, pour tous types des systèmes mécaniques de bâtiment. Finalement, cette étude met en lumière la différence existant entre l'analyse énergétique et le dimensionnement des systèmes. Pour les calculs de dimensionnement des systèmes basés principalement sur les demandes de pointes, l'utilisation d'un intervalle de temps d'une heure peut s'avérer insuffisante vu la perte des maxima du profil de consommation due à l'intervalle de temps trop long. L'analyse énergétique étant moins sensible aux pointes de consommation, le même pas de temps d'une heure peut s'avérer tout à fait acceptable. En conclusion, l'intervalle de temps utilisé doit être adapté à l'ordre de grandeur des variations temporelles de la dynamique du système à l'étude, en plus de répondre au degré d'information recherché par la simulation.

1.3 Méthodes utilisées pour calibrer les simulations de bâtiments

Une fois de plus, suite au rapport (Reddy & al., 2006), plusieurs méthodes de calibration de simulations ont pu être répertoriées et regroupées sous 4 principales catégories : manuelle, graphique, analytique et mathématique.

La **méthode manuelle** repose sur un processus itératif de comparaison entre les mesures et les résultats de simulation, où la calibration des paramètres est spécifique à l'utilisateur.

La **méthode graphique**, très similaire à la méthode manuelle, est basée sur l'idée qu'il est plus facile d'identifier visuellement les différences entre les mesures et les résultats de simulation. Parmi les types de graphiques les plus répandus, on retrouve des *graphiques temporels* où l'évolution des données est représentée sur une base mensuelle ou horaire. Ils fournissent des indications rapides sur l'amplitude et le moment auquel sont associées les différences entre les mesures et les résultats de simulation. On retrouve également des graphiques de type *surface 3D*. Ce type est très similaire au graphique temporel, mais permet de représenter le temps suivant deux axes. Il permet principalement d'identifier des phénomènes associés à des changements temporels bien définis, comme par exemple, le passage des saisons ou à l'heure d'été, mais se prête mal à une analyse plus détaillée vu le grand nombre d'éléments représentés. Finalement, les *graphiques de type nuage de points*, où chaque point représente l'état des deux variables à un moment précis, permettent en comparant la moyenne respective (mesure et simulation) des nuages de points, d'obtenir une quantification de la précision du modèle calibré pour une variable indépendante spécifique comme la température extérieure. Plusieurs outils informatiques de représentations graphiques de données reliées à la simulation énergétique ont été développés. Par exemple, les logiciels DView et Climate Consultant offrent différentes possibilités de représentations parmi celles présentées précédemment. La faiblesse de ces deux premières méthodes, bien qu'elles soient les plus répertoriées jusqu'à ce jour, vient du fait qu'elles reposent sur l'expérience de l'utilisateur.

La **méthode analytique** repose principalement sur des données spécifiques obtenues à l'aide de courtes périodes de mesures. Ces mesures sont ensuite utilisées pour évaluer certains paramètres précis de simulation. Une des procédures la plus connue, Primary and Secondary Terms Analysis and Renormalization (PSTAR), repose sur certains tests (test d'infiltrométrie, test de déperdition thermique, test de refroidissement) effectués sur une courte période (c.-à-d. quelques heures) afin

d'isoler les effets reliés aux climats et au comportement des occupants. Ces méthodes permettent la calibration de bâtiment tel que construit (Subbarao & al., 1988), ce qui est difficilement réalisable avec uniquement des données de consommation mensuelle. Les résultats des tests sont ensuite utilisés pour déterminer les principaux coefficients dans l'équation du bilan énergétique du bâtiment. Bien que d'autres méthodes analytiques aient été utilisées et présentées dans le (Reddy & al., 2006), dans l'ensemble, même si les tests et les données collectées diffèrent, la logique de la méthode analytique reste similaire pour les différentes méthodes (c.-à-d. utilisation de régression pour déterminer les divers coefficients désirés).

La *méthode mathématique*, est en quelque sorte une procédure d'optimisation automatique visant à minimiser les différences entre les résultats de simulation et les mesures en sélectionnant et ajustant les paramètres d'entrée à optimiser. Étant donné le nombre important de paramètres d'entrée utilisés par simulation, il y a un intérêt certes, en termes de temps de calculs, à utiliser l'analyse de sensibilité afin de focaliser l'optimisation sur un nombre restreint de paramètres.

En fait, la difficulté d'application de l'ensemble de ces méthodes vient de la difficulté d'adaptation de la procédure au différent contexte de chaque cas de calibration. C'est principalement pour cette raison, qu'aujourd'hui, aucune méthode ne s'est encore établi comme référence en la matière.

Finalement, ce rapport (Reddy & al., 2006) propose une procédure de calibration basée sur l'identification et le raffinement de plusieurs combinaisons de paramètres d'entrée possible dont les résultats correspondent aux données mesurées. L'idée derrière ce concept est de permettre la quantification de l'incertitude sur la prédiction de l'impact d'une MCE lorsque la calibration est effectuée pour un niveau de raffinement moindre (c.-à-d. avec les données de consommation mensuelle). Cette procédure se veut donc flexible, s'adaptant aux différents contextes et méthodique de par son processus d'optimisation pour l'identification des différentes solutions possibles.

1.4 Validité des résultats

La calibration peut améliorer grandement les résultats de simulation en corrigeant certains éléments associés à l'une des principales sources d'erreurs, soit la validité des paramètres d'entrée de la simulation. Dans cette catégorie, on retrouve principalement l'incertitude même associée aux paramètres d'entrée (climat, comportement des occupants, etc.) et les erreurs d'inattention des utilisateurs dans l'écriture des paramètres de simulation. Par contre, dans la modélisation énergétique de bâtiment, d'autres sources d'erreurs peuvent venir affecter la précision des résultats de simulation obtenus. Les simplifications utilisées par le modèle ou bien, la robustesse des algorithmes utilisés par celui-ci, peuvent avoir un impact significatif sur les résultats obtenus. Ces éléments sont intrinsèques à l'outil de simulation utilisé et ne sont donc pas influencés par le processus de calibration. À cela s'ajoute la difficulté d'obtenir de bonnes données expérimentales. C'est pourquoi on ne peut chercher un modèle qui est entièrement en accord avec les mesures. L'objectif premier de la calibration est donc d'obtenir un modèle final acceptable capable de prédire, à l'intérieur d'une marge d'erreur donnée, la performance énergétique du bâtiment en question.

Dans la majorité des cas, la comparaison des résultats de simulation (\hat{y}_i) et des données mesurées (y_i) est représentée sous 3 formes : le coefficient de corrélation R , l'erreur moyenne normalisée et l'erreur quadratique moyenne, où n représente le nombre de points de comparaison, p le nombre de paramètres analysés (c.-à-d. $p = 1$ dans le cas où seule la consommation énergétique est prise en compte) analysés et \bar{y} la valeur moyenne. Pour l'étude de MCE, l'ASHRAE fixe des limites minimales à respecter pour l'erreur de biais moyenne normalisé (EBMN) et le coefficient de variation de l'erreur quadratique moyenne (CVEQM) afin garantir la qualité du modèle calibré utilisé. L'EBMN et le CVEQM ne devraient pas dépasser 5 % et 15 % respectivement pour un modèle calibré sur une base mensuelle ($n = 12$), et 10 % et 30 % pour un modèle calibré sur une base horaire ($n = 8760$). Aucune raison spécifique n'est mentionnée pour justifier le choix de ces valeurs limites et on peut supposer qu'elles correspondent à une estimation de ce qu'il est possible d'atteindre en pratique. L'application de ces limites pour garantir la qualité d'un modèle doit donc être faite avec discernement. De plus, la qualité des données mesurées limite également ces deux indices, puisque le modèle calibré ne pourra obtenir de meilleurs EBMN et CVEQM

que ceux liés à l'incertitude des données mesurées. Ceci illustre l'intérêt pour le processus de calibration d'avoir accès à des données mesurées de qualité.

Tableau 1.2: Indice utilisé pour représenter la performance d'un modèle de simulations énergétiques.

Nom	Forme générale
EBMN	$100 \times \frac{\frac{\sum^n (y_i - \hat{y}_i)}{n - p}}{\bar{y}}$
CVEQM	$100 \times \frac{\sqrt{\frac{\sum^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{n - p}}}{\bar{y}}$

Il est également important de comprendre que les résultats du modèle calibré ne sont valables que pour le niveau de raffinement avec lequel ce modèle a été calibré. En d'autres mots, un modèle capable de prédire adéquatement la consommation énergétique totale d'un bâtiment ne garantit en rien au fait que celui-ci puisse prédire correctement la consommation énergétique de chacun des systèmes mécaniques.

1.5 Méthodologie de recherche

À la lumière des éléments présentés dans le présent chapitre, concernant le processus de calibration, la suite de cette étude est orientée de façon à permettre l'évaluation de différents niveaux de raffinement sur la qualité des résultats de simulation. Tout d'abord, une description exhaustive des systèmes mécaniques et de leur logique de contrôle (Chapitre 2) est réalisée pour le projet Abondance Montréal. Également, la description de l'installation de monitoring (Chapitre 3) mise en place est faite en portant une attention particulière à la qualité des mesures réalisées afin de déterminer leur impact sur les limites du processus de calibration. Ensuite, l'audit énergétique (Chapitre 4) de ce projet est réalisé afin d'obtenir un maximum d'information sur le comportement des différents systèmes mécaniques. Finalement, toutes ces informations recueillies sont utilisées pour le processus de calibration (Chapitre 5) afin de quantifier l'impact de différents niveaux de raffinement sur la qualité des résultats de simulation.

CHAPITRE 2 CAS À L'ÉTUDE

Le Triplex Abondance est issu de l'initiative de démonstration de maisons durables EQUilibrium, un concours national mené par la Société Canadienne d'Hypothèques et de Logement (SCHL, 2010) qui visait à aider des équipes locales à concevoir et à construire 15 maisons à consommation énergétique nette nulle au Canada. Ces maisons à consommation énergétique nette nulle doivent produire autant d'énergie à partir de sources renouvelables que la quantité d'énergie qu'elles utilisent en kWh annuellement. Le bâtiment analysé dans ce document a été conçu par l'équipe «Abondance Montréal» qui a décidé de relever le défi de la consommation énergétique nette nulle dans un environnement urbain. La construction du triplex, immeuble de 3 logements de 80 m² chacun de surface habitable, a été achevée en 2009 et les systèmes de production électrique furent installés en 2010.

2.1 Concept général

Lors de la phase de design original, l'équipe de conception s'est inspiré de la hiérarchie caractéristique d'un bon design présenté par (Lewis, 2004). Le concept général peut donc se résumer comme suit :

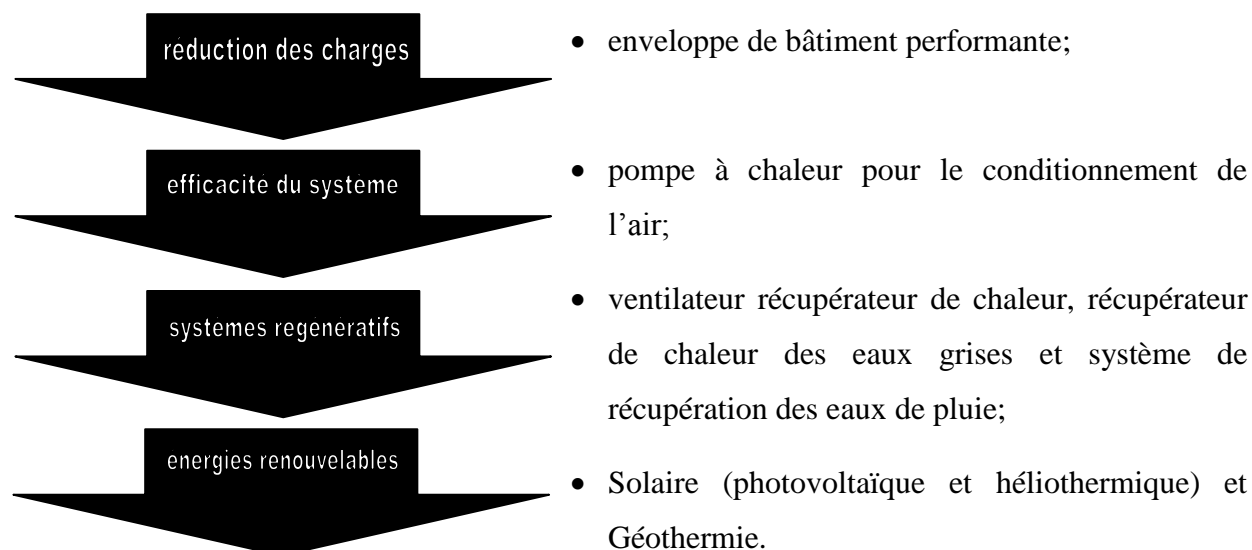


Figure 2.1 : Présentation du concept général du Triplex Abondance suivant la hiérarchie caractéristique d'un bon design

2.2 Description du projet

2.2.1 Site



Figure 2.2: Plan d'implantation du Triplex Abondance

Le site du projet a été retenu principalement pour l'accessibilité de divers services essentiels, ainsi que pour la disponibilité des moyens de transport collectifs (métro, autobus, service de partage de voiture). Ce projet urbain s'inscrit donc dans une pensée de développement durable et sort du cadre restreint de l'efficacité énergétique du bâtiment.

Situé dans l'arrondissement de Verdun à Montréal, le Triplex Abondance Le Soleil est, de l'extérieur, similaire aux constructions voisines caractéristiques du tissu urbain local. Les bâtiments résidentiels multi-étages en rangées offrent peu de latitude quant aux stratégies applicables de conception solaire passive. Pour pallier à cela, le bâtiment a donc été conçu afin d'obtenir une enveloppe de haute performance. Construction à ossature de bois classique, elle est isolée à l'aide de polyuréthane giclé (60 mm extérieur, 110 mm intérieur) ce qui permet à la fois d'obtenir une valeur de résistance thermique élevée ($7,9 \text{ m}^2\text{K/W}$) pour l'ensemble du mur et une membrane pare-air et pare-vapeur. De plus, par souci de conformité aux constructions voisines, la finition extérieure est composée de briques. Dans la même optique, les fenêtres installées sont

composées d'un vitrage triple recouvert d'une pellicule à faible émissivité rempli de krypton et d'un cadre d'aluminium avec bris thermique. Ceci procure à l'ensemble de la fenêtre un coefficient de déperdition très faible ($0.74 \text{ W/m}^2\text{-K}$), équivalent à une résistance thermique de $1,35 \text{ m}^2\text{K/W}$. Seules les surfaces sud-ouest et nord-est se prêtaient à l'ajout de fenêtres, on retrouve donc 40 % de surfaces vitrées pour la face sud-ouest et 35 % pour la face nord-est. Le toit plat a lui aussi fait l'objet d'une combinaison de matériaux garantissant une valeur de résistance thermique ($12,3 \text{ m}^2\text{K/W}$) supérieure aux normes minimales actuelles. Principalement, l'isolation thermique est associée à l'utilisation d'une couche de polyuréthane giclé de 200 mm d'épaisseur et d'une couche d'isolant cellulosique de 150 mm d'épaisseur. Suivant la logique des étages supérieurs, les murs de fondation de 305 mm d'épaisseur, entourant la salle mécanique et les aires d'entreposage (espaces non conditionnées), sont isolés à l'aide de polyuréthane giclé (150 mm), procurant ainsi à l'ensemble, une valeur de résistance thermique élevée ($7,9 \text{ m}^2\text{K/W}$). Finalement, les murs intérieurs adjacents à la cage d'escalier (espace non conditionnée) sont isolés à l'aide de laine de roche ($3,9 \text{ m}^2\text{K/W}$). De plus, la qualité de l'enveloppe du bâtiment a pu être démontrée par le test d'infiltrométrie réalisé pour le bâtiment. Un taux d'infiltration d'air de 0,5 5 changements d'air par heure (CAH) à une différence de pression de 50 Pa a été mesuré, soit une valeur 5 fois inférieure au programme provincial Novoclimat qui exige au plus 2,5 CAH (MRNF, 2008).

La qualité de l'environnement intérieur a aussi été abordée suivant des critères sonores. C'est pourquoi afin d'offrir une bonne isolation acoustique entre les 3 logements, un plancher multicouche est utilisé. Cet assemblage présenté à la Figure 2.3 procure un FIIC (c.-à-d. l'indice d'insonorisation des bruits d'impact sur site) de 59, soit supérieur à la valeur recommandée par la SCHL de 55 pour les planchers durs des habitations multi-logements (SCHL, 2003). De plus, l'utilisation de fenêtres à triple vitrage, mis à part leur résistance thermique élevée, est également recommandée pour réduire la transmission du bruit provenant de l'extérieur du bâtiment.

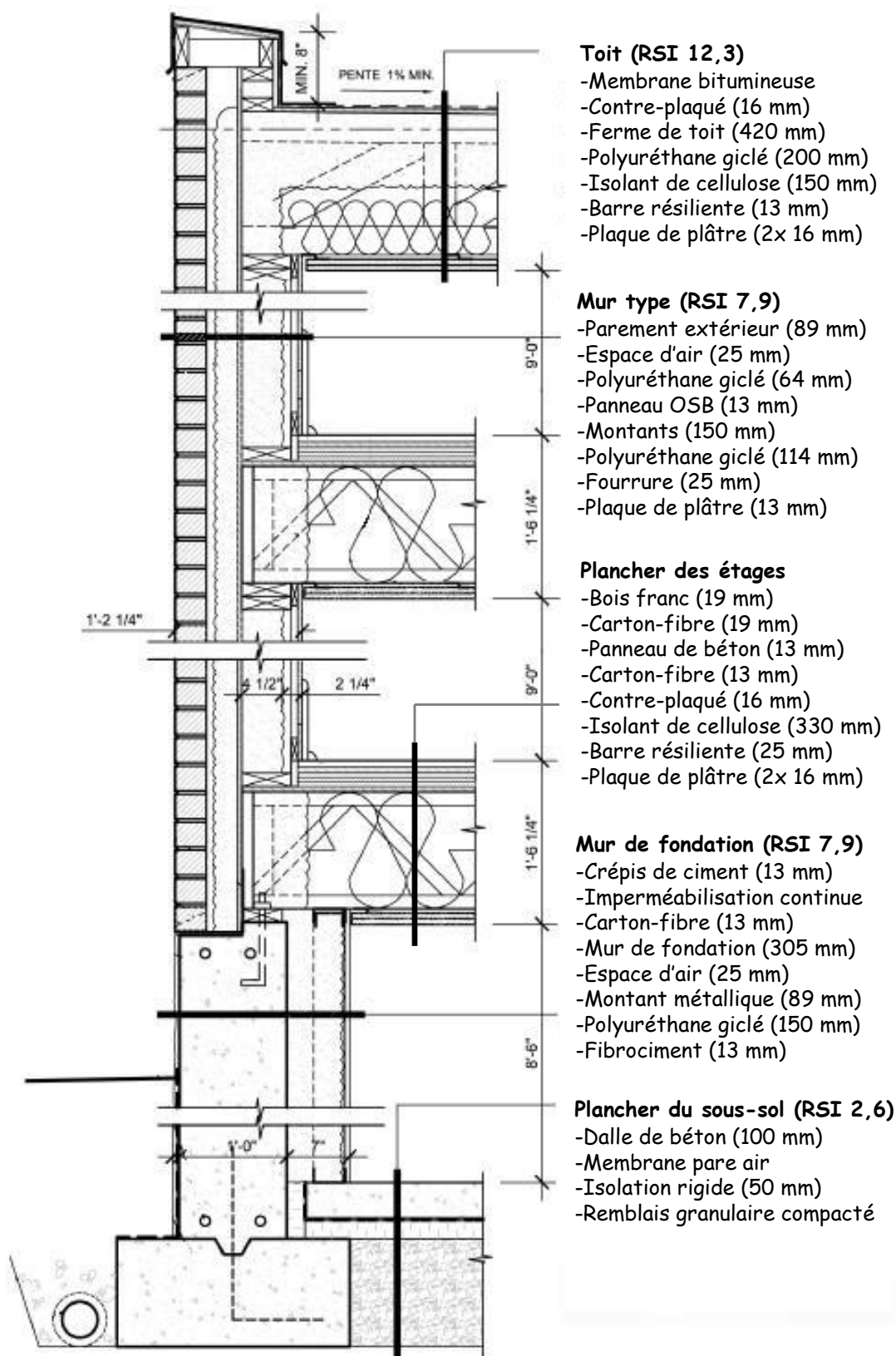


Figure 2.3: Coupe de mur type (reproduit avec la permission d'EcoCité Developments)

Mise à part le choix des matériaux, la disposition des cloisons intérieures a également été pensée afin de maximiser l'utilisation de l'éclairage naturelle. Comme il est possible de constater sur la figure suivante, une seule cloison sépare chaque unité en deux sections principales. Ceci limite à la salle de bain, l'espace où la lumière naturelle ne peut être utilisée.

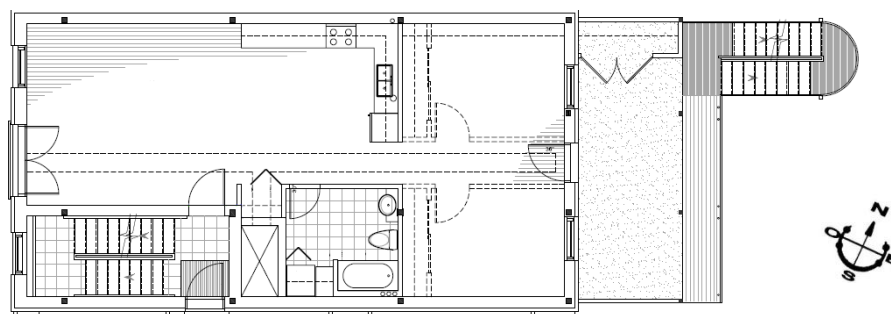


Figure 2.4: Plan d'étage type (reproduit avec la permission d'EcoCité Developments)

2.2.2 Système de chauffage, ventilation et climatisation

Chaque condominium a son propre système de chauffage, ventilation et climatisation (CVC). Ce système mécanique (Figure 2.5) est principalement composé d'une pompe à chaleur (PAC) géothermique (Carrier 50YDV026JCB30) de 5,8 kW (COP nominal de 4,6 à charge partielle) de capacité en chauffage et de 7,8 kW (EER nominal de 26 à charge partielle) en climatisation. Un des avantages de cette PAC provient de son compresseur en volute à deux stages qui permet de fonctionner avec un coefficient de performance (COP) plus élevé à charge partielle. De plus, chacune des PAC est équipée d'un élément chauffant auxiliaire de 5 kW. Chacune des PAC est reliée au même échangeur géothermique, soit 2 puits de 150 mm de diamètre, espacés de 6 m et de 70 m de profondeur, et où, un mélange 75 % eau et 25 % glycol circule à l'intérieur d'un conduit simple en U en polyéthylène haute densité. Ensuite, un ventilateur récupérateur de chaleur (VRC) (Lifebreath 95max) de 75 % d'efficacité à 0 °C avec un débit d'air de 30 L/s est utilisé. Finalement, pour limiter la charge de climatisation en période de température extérieure clémente (entre 10 °C et 15 °C), un système de ventilation naturelle forcée (Figure 2.6) est mis en route. Ce système fait circuler un plus grand débit d'air frais à l'intérieur des logements par le biais du ventilateur des PAC. Dans ces conditions, le circuit de ventilation normal court-circuite le VRC par l'ajustement spécifique de volet motorisé. L'ensemble du système, que ce soit la mise en route des appareils ou bien l'orientation des volets motorisés, est contrôlé automatiquement par les occupants suivant les préférences de chacun en terme de points de consigne.

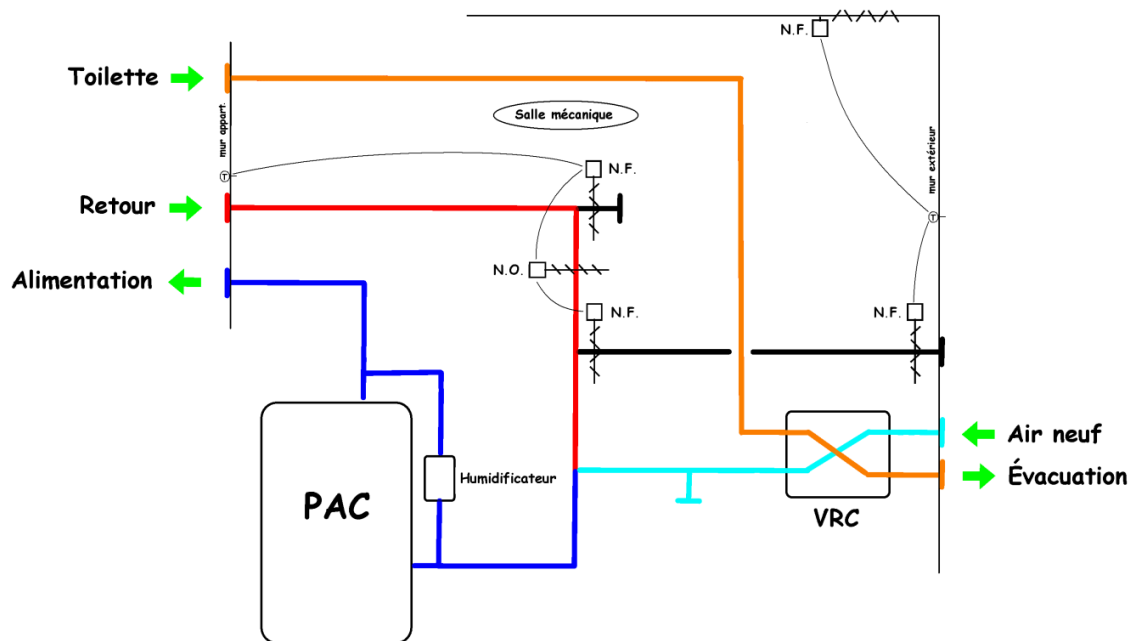


Figure 2.5: Schéma conceptuel du système CVC en période de climatisation normale

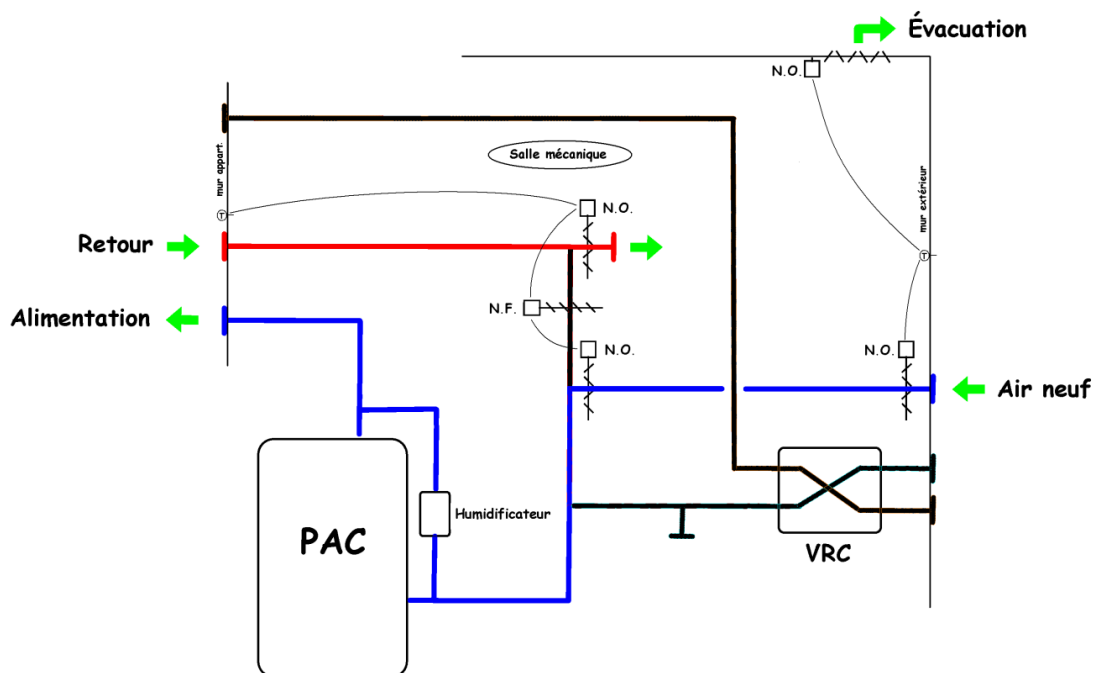


Figure 2.6: Schéma conceptuel du système CVC en période de climatisation naturelle forcée

2.2.3 Système de production d'eau chaude domestique

Un système centralisé (Figure 2.8) est utilisé pour la production d'eau chaude domestique (ECD) pour l'ensemble du bâtiment. Il est composé de deux récupérateurs de chaleur des eaux grises (RCEG) (Powerpipe^{MD} R3-36 et R3-60) reliés en série. L'ensemble des trois douches alimentent ces RCEG. Par contre, le RCEG supérieur étant localisé au rez-de-chaussée, seul les 2 douches de niveau supérieur peuvent alimenter ce RCEG. Par la suite, un premier réservoir de préchauffage de 280 L (Giant 172ETE-9G7M) est utilisé pour emmagasiner l'énergie produite par les trois désurchauffeurs des PAC. Le désurchauffeur est un échangeur de chaleur situé entre le compresseur et le condenseur qui permet de récupérer l'énergie de la PAC avant qu'elle ne soit envoyée dans l'échangeur géothermique en mode climatisation, ou de produire celle-ci avec un COP élevé en mode chauffage.

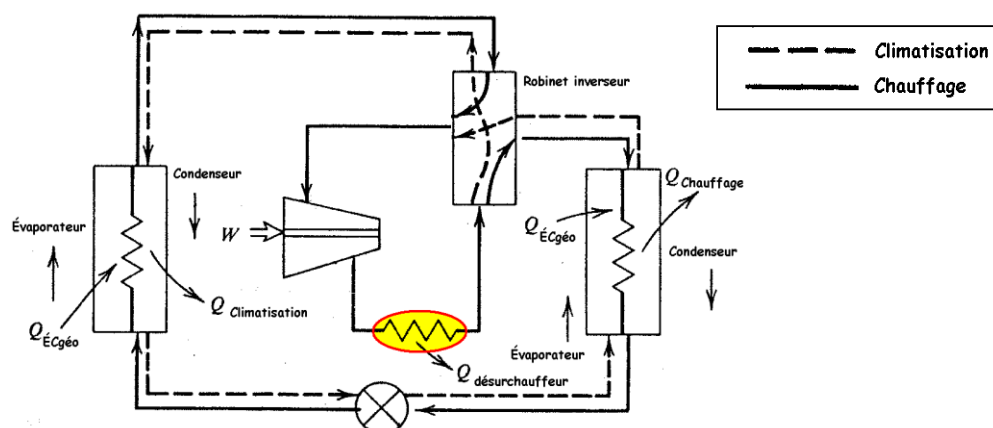


Figure 2.7: Schéma de fonctionnement d'une PAC avec désurchauffeur

Suite à cela, deux systèmes solaires, composé chacun de trois capteurs plans (SOLENSI-TL-ST-01) reliés en parallèle, d'un échangeur de chaleur à convection naturelle (ECCN) et d'un réservoir de 455 L (Giant ISO-1100) sont utilisés. Les capteurs plans, de 2,874 m² chacun, sont orientés suivant la face sud-est du bâtiment (c.-à-d. 22 ° Est par rapport au Sud) et incliné à 45 °. Un mélange 50 % de propylène glycol USP/EP et 50 % d'eau déminéralisée est utilisé comme fluide caloporteur dans la boucle solaire. La pompe de circulation du système solaire se met en marche au moment où la différence de température entre la sonde située à la sortie des capteurs solaires et celle située dans le bas du réservoir est supérieure à 10 °C et s'arrête lorsque celle-ci redescend sous les 5 °C. D'autres conditions doivent également être remplies afin que le système soit

réellement mis en marche, c'est-à-dire que, pour des raisons de sécurité, la température à la sortie des réservoirs doit-être inférieure à 85 °C et celle des capteurs doit être supérieure à 7 °C.

Par la suite, un chauffe-eau électrique conventionnel (Giant 1122B-1-6) de 455L avec deux éléments chauffants de 6 kW chacun est utilisé comme système auxiliaire, dans la mesure où les autres systèmes ne parviendraient pas à répondre à la demande. Finalement, à la sortie du circuit de production d'ECD, une vanne de mélange thermostatique (Leonard TM-420A) est utilisée, par mesure de sécurité, afin de limiter la température d'alimentation d'ECD.

Par soucis de confort des occupants et d'économie d'eau potable, une pompe de recirculation (Armstrong ASTRO-30B) d'ECD est utilisée. Celle-ci est contrôlée par une sonde de température située sur la tuyauterie à la fin de la boucle de retour. Celle-ci active la pompe lorsque la température de l'eau devient inférieure à 29°C et l'arrête lorsque celle-ci devient supérieure à 40°C. De plus, ce dispositif permet de limiter l'utilisation de la pompe suivant un horaire journalier défini par intervalles de 15 minutes.

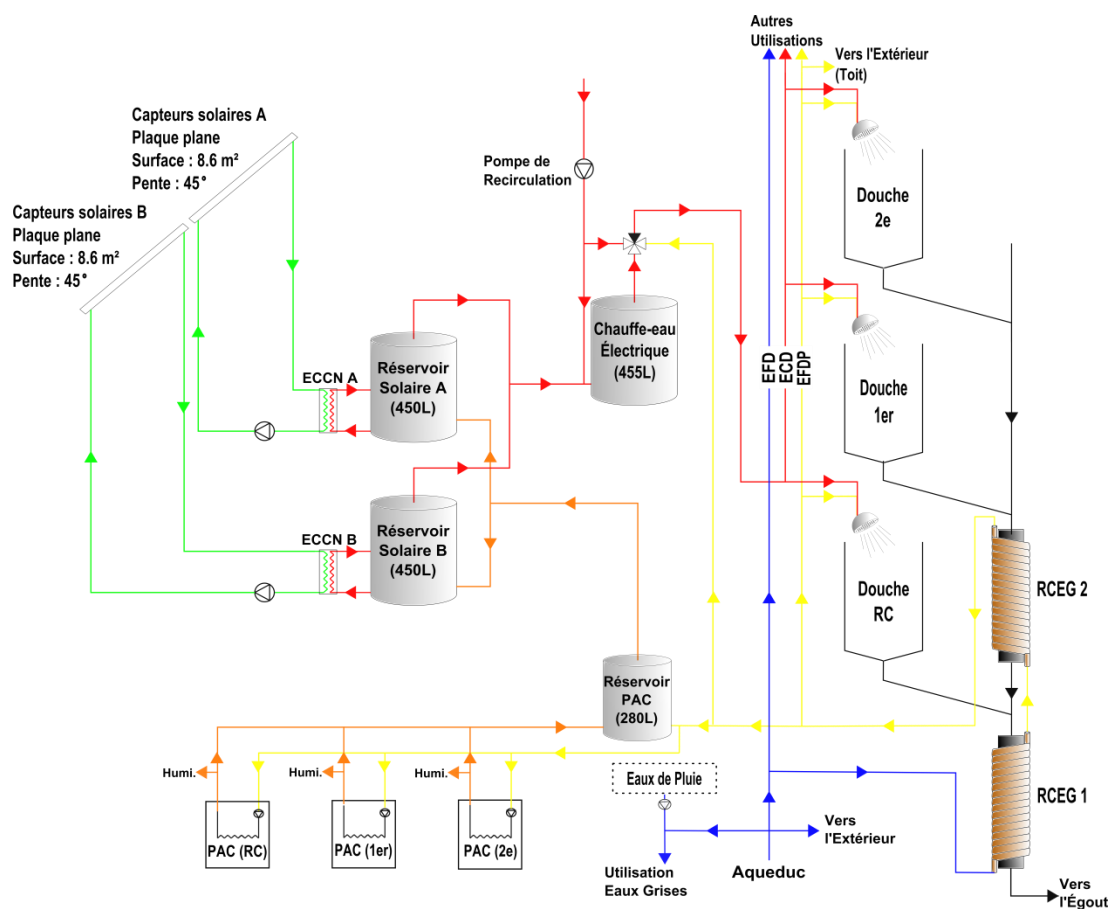


Figure 2.8: Schéma conceptuel du système d'ECD

2.2.4 Système de récupération des eaux de pluie

Le réseau d'eau sanitaire est complété par un système de récupération des eaux de pluie qui permet d'alimenter les toilettes des trois logements. On retrouve un réservoir de 0,875 m³ d'eau, deux pompes (Armstrong Astro-70B) qui alimentent cette eau dans le système de filtration (STA-RITE PLM100) et le réservoir pressurisé (RED LION RL20) à 200 kPa. Les pompes et les deux vannes électromécaniques sont contrôlées par un pressostat situé à l'entrée du réservoir pressurisé. Celui-ci indique donc au système à quel moment les pompes doivent être mises en action pour charger le réservoir pressurisé et si l'eau de l'aqueduc doit être utilisée pour combler les manques de disponibilité d'eau de pluie.

2.2.5 Système de production électrique

L'énergie électrique est produite par un champ de 60 panneaux solaires photovoltaïques (Centennial Solar CS230) pour une puissance totale installée de 13,8 kW. Les panneaux solaires photovoltaïques sont orientés suivant la face sud-est du bâtiment (c.-à-d. 22 ° Est par rapport au plein Sud) et inclinés à 30 ° par rapport à l'horizontal. L'ensemble du champ de panneaux solaires photovoltaïques est divisé en trois sections de 20 panneaux (Figure 2.9) reliées chacune à un onduleur (Solectria Renewables PVI 5000) de 96 % d'efficacité. L'alimentation du bâtiment en courant alternatif sera donc prise en charge par ce système et par le réseau électrique d'Hydro-Québec au moyen d'un raccordement en mode mesurage net. Le mesurage net permet un échange électrique bidirectionnel avec le réseau, c'est-à-dire que les surplus de production d'énergie peuvent être envoyés au réseau et que les manques seront puisés de celui-ci.

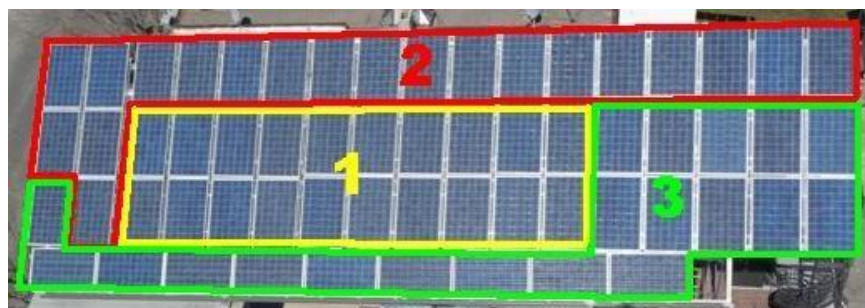


Figure 2.9: Division des trois sections du champ de panneaux solaires photovoltaïques

CHAPITRE 3 MONITORING

Le monitoring a pour principal objectif l'évaluation des effets des différentes technologies sur l'utilisation de l'énergie dans un bâtiment. En approfondissant l'analyse de ces données de monitoring, il est possible de fournir des informations cruciales pour l'amélioration de la performance des systèmes mécaniques. Il va sans dire que la qualité des informations recueillies sur un projet en particulier est directement liée à la qualité des données récupérées pour ce projet.

3.1 Protocole de mesure

En réponse aux écarts de rendement, entre les prédictions des simulations et la réalité, est né dans les années 1980, le concept de mesure et vérification (M&V) (Kaster, 2010). Ce concept visait minimalement à garantir les rendements globaux des installations lors de leur mise en service. Par la suite, le concept de M&V s'est élargi à l'ensemble du processus débutant à la phase de conception du projet, et ce, jusqu'à être utilisé par les gestionnaires d'établissement responsables des budgets énergétiques. À ce stade, on peut parler de M&V en continu. Plusieurs protocoles tendent à s'établir comme références dans l'établissement de lignes directrices pour l'évaluation du rendement des projets d'efficacité énergétique. Le Protocole International de Mesure et Vérification de la Performance énergétique (PIMVP, ou IMPVP en anglais) et l'ASHRAE Guideline 14-2002 en sont des exemples qui regroupent sensiblement les mêmes concepts (ASHRAE, 2007). Ces documents ont pour objectif de présenter une méthode normalisée dans l'évaluation des économies (c.-à-d. un résultat qui ne peut être directement mesurable) associée aux investissements en efficacité énergétique. Cette méthode normalisée permet de garantir un niveau de transparence minimal dans la présentation des résultats afin de faciliter la comparaison des résultats de différents projets de M&V. Ce niveau de transparence est principalement associé au choix du scénario de référence utilisé pour la comparaison des données liées aux investissements en efficacité énergétique. Dans la grande majorité des cas pour les projets concernant les nouveaux bâtiments, la simulation énergétique est utilisée comme outil dans l'évaluation du scénario de référence. De plus, le PIMVP définit le concept de simulation calibrée comme étant un modèle d'énergie représentant approximativement les données mesurées (IPMVP, 2007). Ces protocoles, n'étant pas des méthodologies claires dans la calibration de

simulation, on leur reproche principalement leur manque de transparence et d'uniformité dans l'évaluation de l'incertitude (Reddy, 2006).

3.2 Monitoring du Triplex Abondance

Le Triplex Abondance Montréal, issu du projet de démonstration EQUILIBIRUM piloté par la Société canadienne d'hypothèques et de logement (SCHL), se voulait être un projet de démonstration pouvant être utilisé pour évaluer la performance des stratégies utilisées dans la conception d'un bâtiment à consommation nette nulle. Il était donc bien défini à la phase de design qu'un monitoring, pour une période minimale d'une année, serait réalisé sur ce projet. Vu l'ampleur du projet de monitoring et ses coûts associés, le monitoring complet du bâtiment a donc été sous-divisé et pris en charge par différents organismes.

Le principal intérêt pour la **SCHL** dans ce projet est d'obtenir une vue d'ensemble sur la consommation et la production énergétique, ainsi que sur la qualité de l'environnement intérieur des logements. Pour ce faire, plusieurs appareils mesurant les volumes d'eau utilisés, l'énergie électrique et thermique consommée ont été installés et font l'objet de relevés mensuels. Certains systèmes d'acquisition de données (énergie électrique consommée et qualité de l'environnement intérieur) ont également été installés à des endroits critiques où l'information est enregistrée tous les 15 minutes.

Pour la Coalition canadienne de l'énergie géothermique (**CCEG**), l'intérêt est plutôt d'obtenir des mesures concernant la performance des PAC. Plusieurs systèmes d'acquisitions ont été fournis afin de suivre l'évolution minute par minute de différents paramètres pour chacune des PAC, soit des mesures de consommation électrique et de température d'entrée et sortie de la PAC, tant du côté de l'air de ventilation que celui du fluide circulant dans l'échangeur géothermique.

L'objectif premier du centre de recherche canadien sur les énergies renouvelables **CanmetÉNERGIE** Varennes est d'obtenir des données sur la performance des systèmes solaires photovoltaïques. Pour ce système, une station météo et une passerelle permettant le monitoring des onduleurs via internet ont été fournies.

L'équipe de recherche en mécanique du bâtiment de l'**École Polytechnique de Montréal**, ayant été impliquée dans la réalisation des simulations énergétiques durant le processus de design, il

était tout naturel qu'elle soit également impliquée dans la phase de comparaison des performances réelles du bâtiment avec les résultats de simulation. Dans la majorité des cas, le suivi des performances des systèmes mécaniques installés nécessitait un niveau de détails supérieur à ce qui était planifié par les autres groupes de recherche. Les équipements de mesures (consommation électrique, température, débit, ensoleillement, humidité, etc.) ont donc été choisis de manière à compléter les équipements déjà sélectionnés par les divers organismes impliqués. Un système d'acquisition a été retenu pour répertorier au même endroit le maximum de mesures provenant des équipements mis en place, et ce, à toutes les secondes.

3.3 Description des installations de monitoring

Le monitoring complet du bâtiment est composé d'une variété d'équipements. Les Figure 3.1 et Figure 3.2 permettent de localiser les équipements de monitoring pour les systèmes CVC et d'ECD. La liste complète, ainsi qu'une description plus détaillée de ces différents équipements peut être consultée à l'annexe 1.

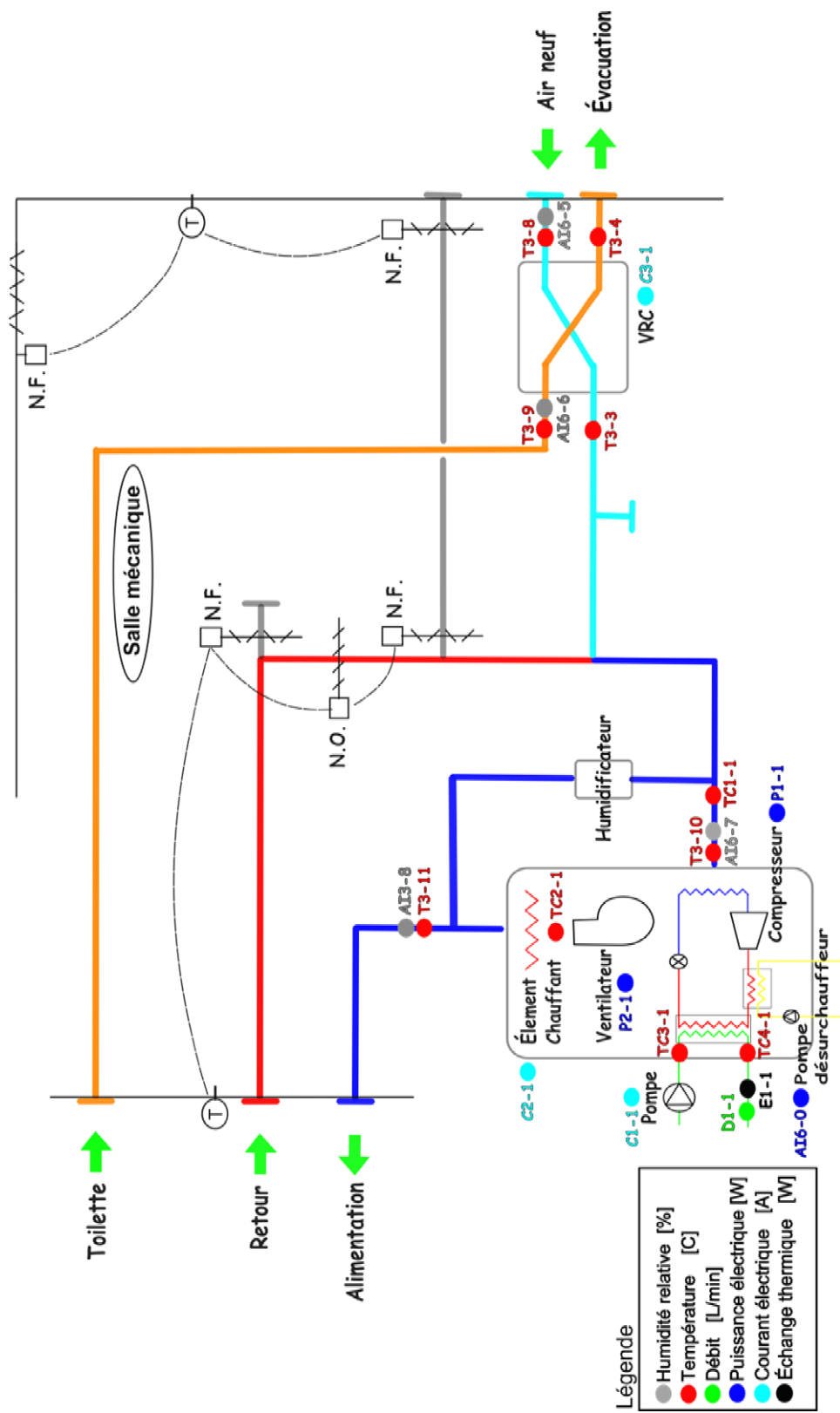


Figure 3.1: Localisation des équipements de mesure pour le système CVC du 1^{er} étage

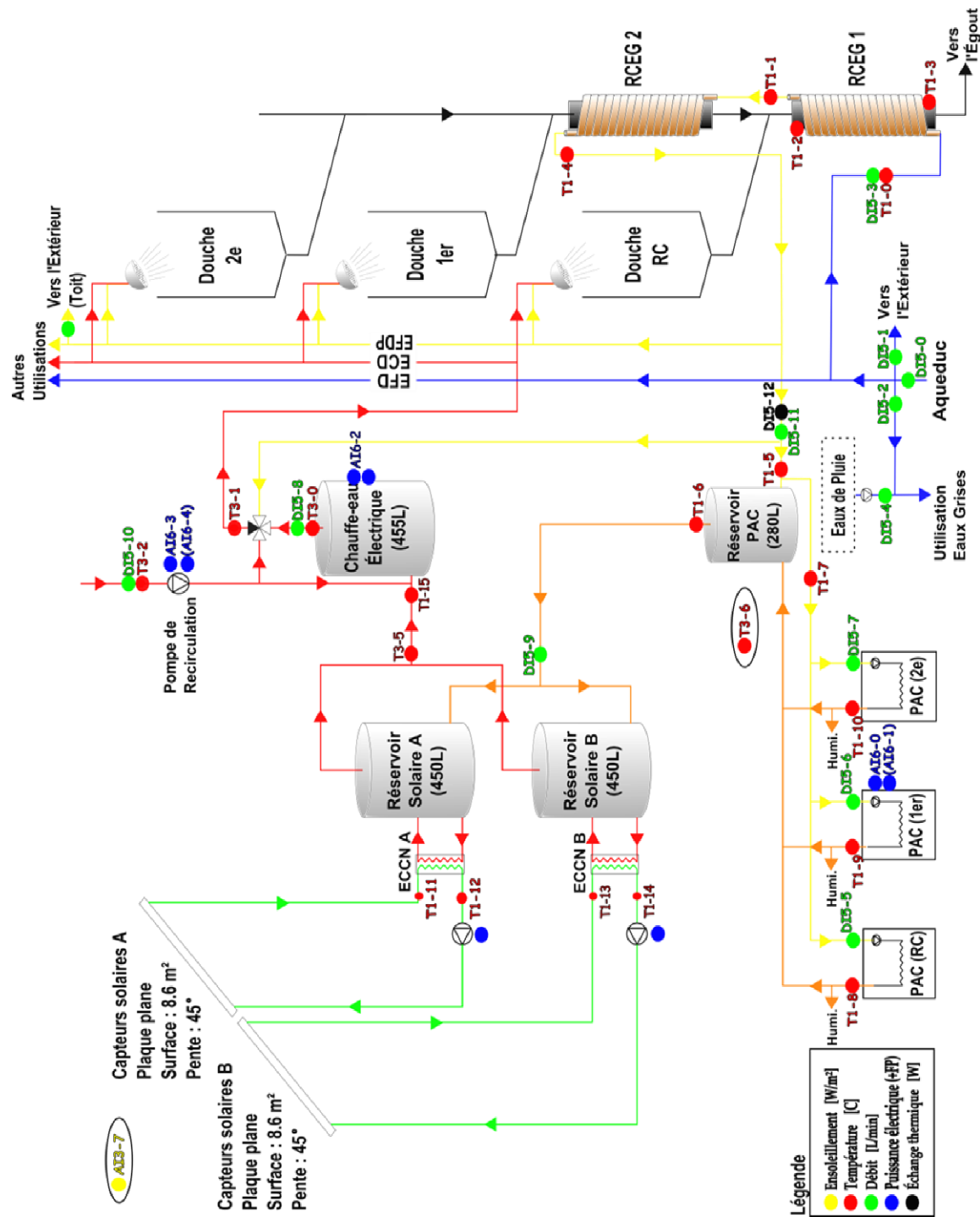


Figure 3.2: Localisation des équipements de mesure pour le système d'ECD

3.4 Leçons apprises

Avec du recul, l'étape de mise en service des installations de monitoring aurait bénéficié d'une meilleure planification initiale. En effet, suite aux problèmes rencontrés lors de ce projet, plusieurs facteurs auraient pu améliorer l'efficacité de cette installation tant sur le plan économique, fonctionnel que sur sa fiabilité.

3.4.1 Coûts du système

L'envergure du monitoring du Triplex Abondance, en termes de ressources monétaires et de compétences, fait de ce projet un vrai laboratoire de recherche. En effet, suivant la logique du IMPVP (IPMVP, 2007), les coûts associés aux seuls équipements de mesure et à leur installation (environ 50 000\$) sont difficilement justifiables dans un contexte de M&V pour un bâtiment résidentiel. Il y a donc un intérêt réel à optimiser cette installation afin de réduire au maximum l'investissement initial. Principalement, le coût non négligeable associé à l'installation des équipements de mesure peut être grandement diminué lorsque cette étape est réalisée durant la construction du bâtiment. Idéalement dans un tel projet, le plan de monitoring et l'achat des équipements de mesure nécessaires devrait être réalisés avant le début de la construction du bâtiment. Ceci, du même coup, élimine les contraintes de positionnement des équipements pour des raisons d'accessibilité, comme par exemple l'installation d'un capteur de température dans un conduit derrière une cloison sèche. Une meilleure coordination des différents organismes aurait permis d'éliminer certains équipements redondants, permettant des économies d'investissement sur les capteurs et systèmes d'acquisition.

3.4.2 Gestion de l'information

Une meilleure coordination des organismes impliqués dans le suivi des performances aurait également permis d'améliorer la gestion de la collecte et du traitement de l'information. Le fait d'avoir une installation de monitoring fragmentée, complique le traitement des données puisque plusieurs sources différentes d'informations doivent être traitées suivant une méthodologie propre à chacune. De plus, l'utilisation de divers capteurs de mesures, ayant chacun leurs spécifications propres, vient ajouter en complexité à cette étape de traitement de données. L'utilisation d'un système centralisé d'acquisition de données et l'uniformisation des différents capteurs de mesure

permettraient de grandement faciliter le traitement des données prélevées sur le site. De plus, la combinaison d'un tel système avec la possibilité d'avoir une connexion à distance à la base de données faciliterait le processus de collecte de données. Présentement, des visites régulières sur le site par les divers intervenants sont requises pour recueillir les données mesurées.

3.4.3 Fiabilité du système

Le principal avantage dans l'utilisation de plusieurs équipements différents de mesure est sans doute relié à la possibilité de tester la fiabilité de chacun de ces équipements dans un contexte de monitoring continu sur une longue période. Aucun des équipements de mesure retenus n'a permis d'obtenir une fiabilité de 100 %. Dans certains cas, certaines valeurs irréalistes ont été enregistrées, et dans d'autres cas le système d'acquisition a tout simplement arrêté la collecte des données. Ceci montre l'intérêt d'avoir un système de gestion de panne, tant au niveau du système d'acquisition qu'au niveau des capteurs de mesure. En fait, plusieurs stratégies peuvent être utilisées pour augmenter la fiabilité du système en rendant l'analyse de données moins vulnérable aux défaillances du monitoring. Tout d'abord, l'utilisation de capteurs offrant à la fois un signal de sortie et un affichage local, par exemple un totalisateur, pouvant être relevé à intervalle régulier, comme c'est le cas pour les compteurs d'eau, aurait permis de récupérer un minimum d'informations utiles pour cette période. Cette information peut donc être utilisée pour recréer artificiellement les données de la période manquantes. De plus, l'autre avantage d'avoir des équipements avec la capacité d'afficher en temps réel les mesures effectuées est de faciliter la compréhension de la dynamique du système et, du même coup, permettre de diagnostiquer plus rapidement certains problèmes de fonctionnement des systèmes mécaniques. Ensuite, un système de gestion de défaillances automatisé du système de monitoring pourrait réduire considérablement la durée des intervalles de données manquantes. D'une part, le système devrait être, au minimum, en mesure de se remettre en marche automatiquement après un arrêt complet du système, comme pour une coupure de courant, ou bien signaler d'une manière ou d'une autre la défaillance d'un composant du système de monitoring afin que les interventions nécessaires soient réalisées dans les plus brefs délais. Dans le cas où aucun système de gestion de panne n'est mis en place, la durée de l'intervalle de données manquantes peut correspondre à la fréquence des visites sur le site. Malgré toutes ces précautions, la défaillance d'une composante de la chaîne de mesure peut toujours survenir ponctuellement et, par conséquent, induire une

erreur sur cette mesure. Les résultats doivent donc être analysés avec soin afin d'identifier et de traiter ces erreurs de mesures.

3.5 Équations de mesure

Cette section présente les équations énergétiques et les méthodes de propagation d'erreur utilisées pour quantifier les incertitudes associées aux résultats présentés au chapitre suivant. Les résultats de l'étalonnage des thermistances et des débitmètres utilisés pour le système d'ECD sont présentés à l'annexe 2 et 3.

3.5.1 Eau domestique

Pour le réseau d'eau domestique et principalement le système de production d'ECD, on retrouve 2 types de données d'importance capitale : la mesure de volumes d'eau consommés et les flux d'énergie des différents éléments du système.

3.5.1.1 Consommation moyenne

Pour l'analyse des profils de consommation d'eau horaire et journalière, les données recueillies par différents compteurs d'eau sont directement comptabilisées suivant l'intervalle de temps désiré. L'incertitude de cette mesure est donc directement associée à l'incertitude de l'équipement de mesure.

Tableau 3.1: Incertitude liée à la consommation moyenne d'eau domestique

	Équation	Incertainitude
EFD	$(DI5-0) - (DI5-11)$	2,5%
ECD	DI5-11	2%
Eau de pluie	DI5-4	1,5%

3.5.1.2 Règles générales de la propagation de l'incertitude

Pour les paramètres qui ne sont pas mesurés directement, les règles de base de propagation de l'incertitude ont été utilisées (ASHRAE Guideline 2-2010). Principalement, on retrouve une règle de propagation d'incertitude pour les opérateurs de sommation et soustraction, ainsi qu'une autre pour les opérateurs de multiplication et division.

- addition & soustraction

$$y = (x_1 \pm \varepsilon_{x_1}) \pm (x_2 \pm \varepsilon_{x_2}) \quad (3.1)$$

$$\varepsilon_y = \sqrt{(\varepsilon_{x_1})^2 + (\varepsilon_{x_2})^2} \quad (3.2)$$

- multiplication & division

$$y = (x_1 \pm \varepsilon_{x_1}) \times \div (x_2 \pm \varepsilon_{x_2}) \quad (3.3)$$

$$\frac{\varepsilon_y}{y} = \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_{x_1}}{x_1}\right)^2 + \left(\frac{\varepsilon_{x_2}}{x_2}\right)^2} \quad (3.4)$$

Où : y = valeur calculée;

x = valeur mesurée directement par un instrument de mesure;

ε = incertitude absolue liée à la valeur mesurée ou calculée.

3.5.1.3 Bilan énergétique

Suite aux données de consommation moyenne, le calcul de différents volumes d'eau est nécessaire pour une analyse plus détaillée sur le bilan énergétique global du système d'ECD. Dans un premier temps, afin d'augmenter la résolution sur la mesure du volume total d'ECD consommé, et ainsi faciliter la localisation temporelle d'un évènement de soutirage d'ECD, un nouveau volume $ECD_{\Delta E}$ est obtenue suivant l'équation 3.5. Celle-ci représente le bilan énergétique de la vanne de mélange thermostatique.

$$(DI5-9)(T3-0) + (ECD_{\Delta E} - DI5-9)(T1-4) = ECD_{\Delta E}(T3-1) \quad (3.5)$$

La performance du RCEG est principalement influencée par la consommation d'eau des douches, qui n'a pu être directement mesuré. Cette consommation a été estimé avec les hypothèses suivantes :

- Le profil de consommation temporelle d'eau froide domestique préchauffée (EFDP) correspond directement à celui des douches. Mise à part les douches, seule une prise extérieure sur le toit, de consommation pratiquement nulle (< 100 L/mois en période estivale), permet de soutirer de l'eau à ce circuit.
- La température de l'eau à la sortie de la douche (T_{douche}) est estimée à 40°C pour l'ensemble du bâtiment.

Le volume d'eau consommé par la douche est donc obtenu à l'aide de l'équation 3.6 qui représente le bilan énergétique du robinet à la sortie de la douche.

$$EFDP(T1-4) + (Douche - EFDP)(T3-1) = Douche(T_{douche}) \quad (3.6)$$

Pour ces trois termes, l'incertitude n'est pas constante et est principalement dépendante de la température de l'EFDP (T1-4). La borne supérieure de l'incertitude est présentée au Tableau 3.2. Comme on peut le voir sur la Figure 3.3, l'influence de la température T1-4 sur l'incertitude du volume d'eau chaude ($ECD_{\Delta E}$) vient majoritairement de l'incertitude associée au différentiel de température dans son équation. D'ailleurs, plus cette différence diminue (c.-à-d. une augmentation de la température de l'EFDP), plus l'incertitude relative de cette différence de température augmente et, du même coup, l'incertitude globale pour ce volume. De plus, il a été remarqué que le rapport entre le volume d' $ECD_{\Delta E}$ et celui-ci d'EFDP influait sur le calcul de l'incertitude de ce dernier. Afin de quantifier ce rapport, l'équation 3.7 a été utilisée avec un débit unitaire pour le débit DI5-3.

$$(DI5-3)(T_{douche}) = (ECD_{\Delta E})(T3-1) + (EFDP)(T1-4) \quad (3.7)$$

$$(DI5-3) = (ECD_{\Delta E}) + (EFDP) \quad (3.8)$$

Étant donné la faible variation des paramètres T3-1 et T_{douche} dans cette équation, il ne reste comme seul paramètre indépendant avec une variation significative T1-4. Donc, ce rapport entre le volume d' $ECD_{\Delta E}$ et celui-ci d'EFDP peut s'exprimer en fonction de T1-4 comme suit :

$$ECD_{\Delta E} = \frac{(T_{douche}) - (T1-4)}{(T3-1) - (T1-4)} \quad (3.9)$$

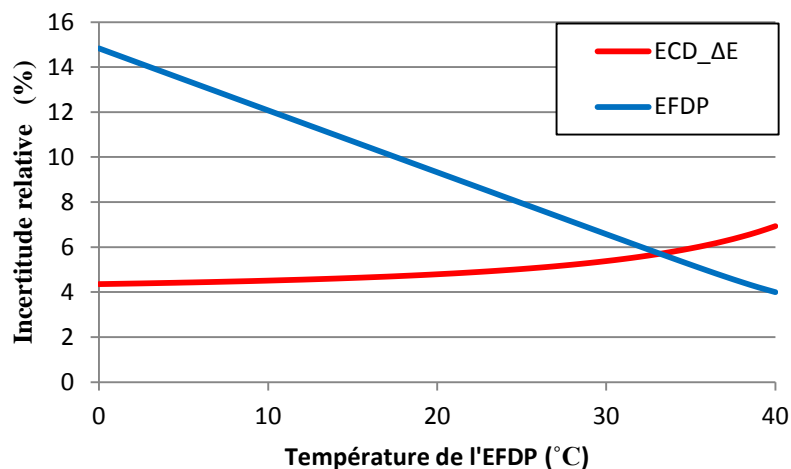


Figure 3.3: Influence de la température de l'EFDP sur l'incertitude relative globale du volume d'ECD et d'EFDP

Pour l'incertitude associée au calcul du volume d'eau consommée par les douches, on remarque sur la Figure 3.4 toujours l'influence de la température de l'EDFP. Par contre, il est également possible de constater que l'incertitude associée à l'hypothèse sur la température de sortie de la douche affecte significativement le résultat. Afin de rester conservateur, l'incertitude associée à cette hypothèse est fixée à 4 °C.

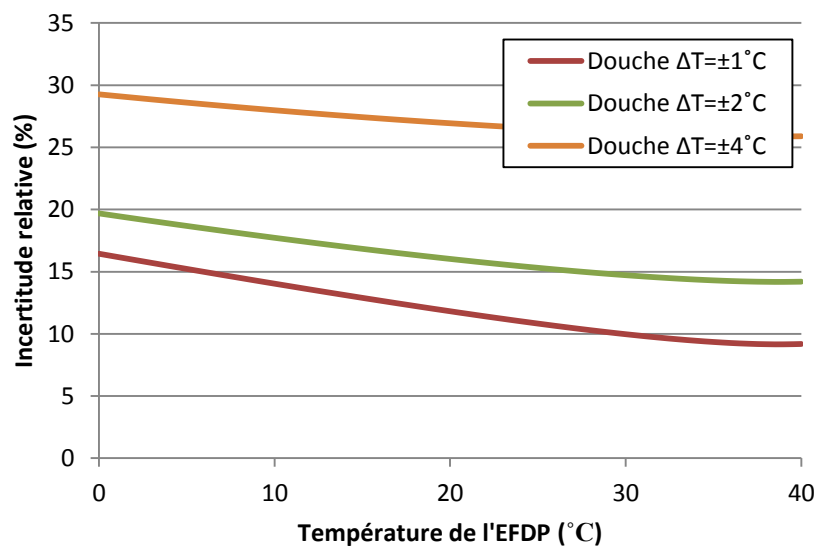


Figure 3.4: Influence de la température de sortie de la douche sur l'incertitude relative globale du volume d'eau de la douche

Tableau 3.2: Incertitude liée à la consommation d'eau pour l'analyse du bilan énergétique du système d'ECD

	Équation	Incertitude	
$ECD_{\Delta E}$	$(DI5-9) \left[\frac{(T3-0) - (T1-4)}{(T3-1) - (T1-4)} \right]$	7 %	(1)
EFDP	$(DI5-3) - ECD_{\Delta E}$	15 %	(2)
Douche	$EFDP \left[\frac{(T1-4) - (T3-1)}{(T_{douche}) - (T3-1)} \right]$	30 %	(3)

$$(1) \frac{\varepsilon_{ECD_{\Delta E}}}{ECD_{\Delta E}} = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{(\varepsilon_{T3-0})^2 + (\varepsilon_{T1-4})^2}}{abs((T3-0)-(T1-4))} \right)^2 + \left(\frac{\sqrt{(\varepsilon_{T3-1})^2 + (\varepsilon_{T1-4})^2}}{abs((T3-1)-(T1-4))} \right)^2 + (\varepsilon_{DI5-9})^2}$$

$$(2) \frac{\varepsilon_{EFDP}}{EFDP} = \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_{DI5-3}}{DI5-3} \right)^2 + \left(\frac{\varepsilon_{ECD_{\Delta E}}}{ECD_{\Delta E}} \right)^2}$$

$$(3) \frac{\varepsilon_{douche}}{douche} = \sqrt{\left(\frac{\sqrt{(\varepsilon_{T1-4})^2 + (\varepsilon_{T3-1})^2}}{abs((T1-4)-(T3-1))} \right)^2 + \left(\frac{\sqrt{(\varepsilon_{T_{douche}})^2 + (\varepsilon_{T3-1})^2}}{abs((T_{douche})-(T3-1))} \right)^2 + \left(\frac{\varepsilon_{EFDP}}{EFDP} \right)^2}$$

Pour l'analyse de la propagation de l'incertitude associée au flux d'énergie thermique, où celle-ci prend la forme $Q = (\text{débit_volumique}) \rho C_p [\Delta T]$, le faible impact associé à l'incertitude de la masse volumique (ρ) et celle de la chaleur spécifique (C_p) est négligé. Dans ce cas-ci, la forme générale de l'équation de l'incertitude relative pour le transfert d'énergie thermique est la suivante :

$$Incertitude\ relative(\%) = \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{\sqrt{2\varepsilon_T^2}}{\Delta T} \right)^2} \quad (3.10)$$

Où : $\frac{\varepsilon_D}{D}$ = incertitude relative associée à la mesure du débit

ε_T = incertitude absolue associée à la mesure de température

ΔT = la différence de température mesurée

L'ensemble des équations utilisées pour le calcul de la production et de la consommation des différents éléments du système d'ECD, ainsi que leur incertitude maximale respective en conditions normales d'opération sont présentés au Tableau 3.3.

Tableau 3.3: Incertitude liée au flux de transfert d'énergie thermique dans les différents composants du système d'ECD

		Équation	Incertainitude
Consommation	ECD	$(DI5-9)\rho C_p[(T3-0) - (T1-4)]$	5 %
	EFDP	$[(DI5-3) - ECD_{\Delta E}]\rho C_p[(T1-4) - (T1-0)]$	15 %
Production	RCEG	$(DI5-3)\rho C_p[(T1-4) - (T1-0)]$	8 %
	Désurchauffeur	$\sum_{i=1}^3 (DI5-X_i)\rho C_p[(T1-X_i) - (T1-7)]$	24 %
	Solaire	$\sum_{i=1}^2 f(O/I)(1,2L/min)\rho C_p[(T1-Y_i) - (T1-Y_i)]$	60 %
	Chauffe-eau	(AI6-2)	2 %
Pertes thermiques	Désurchauffeur	$Prod_{désur.} - (DI5-9)\rho C_p[(T1-6) - (T1-4)]$	-
	Héliothermique	$Prod_{hélio.} - (DI5-9)\rho C_p[(T3-5) - (T1-6)]$	-
	Chauffe-eau	$Prod_{chauf.} - (DI5-9)\rho C_p[(T3-0) - (T1-15)] - Perte_{recirc.}$	-
	Recirculation	$(DI5-10)\rho C_p[(T3-1) - (T3-2)]$	5 %

Il est à noter que, faute d'avoir des appareils de mesure de débit sur la boucle fermée des capteurs solaires thermiques, ce débit est calculé par une fonction (marche/arrêt) basée sur la consommation électrique de la pompe multipliée par le débit de circulation de la pompe spécifié par le manufacturier. Une erreur relative de 10 % est imposée à cette valeur afin de rester conservateur.

Étant donné la faible différence de température ($\Delta T \approx 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$) qu'il peut exister entre l'entrée et la sortie de certains équipements, l'incertitude relative correspondante est très élevée. À cette incertitude très élevée correspond une différence de température très faible, et par conséquent, un flux d'énergie très faible. En évaluant l'impact de cette incertitude sur l'équation 5.10 pour le flux énergétique, il est possible de constater que celle-ci est dominée par le terme correspondant à l'incertitude sur la mesure de température (Figure 3.5). Pour cette raison, l'incertitude maximale indiquée dans le Tableau 3.3 correspond à l'incertitude dans la plage de température d'opération normale de l'équipement en question.

Il est possible d'illustrer ce problème avec le cas particulier des RCEG. Suivant le rapport de performance (Collins, 2009), les RCEG devraient fonctionner avec un différentiel de température entre 10 et 20 $^{\circ}\text{C}$ lors de l'utilisation des douches. Par contre, plusieurs autres événements de soutirage d'ECD sans l'utilisation des douches vont correspondre à un différentiel de température beaucoup plus faible, et donc, une incertitude beaucoup plus élevée. L'influence de ce phénomène est évaluée à l'aide de la Figure 3.6 où le différentiel de température en période d'utilisation des douches est fixé à 20 $^{\circ}\text{C}$ et celui, où elles ne sont pas utilisées, est fixé à 1 $^{\circ}\text{C}$. On remarque que l'influence de l'incertitude associée aux périodes de fonctionnement des RCEG sans demande d'eau pour les douches est très faible, dans le cas où, la demande journalière des douches correspond au minimum à 30 % de la demande totale journalière d'ECD.

La discussion ci-dessus montre que l'opération des RCEG en période de faible différence de températures à leurs extrémités n'influence pas significativement l'incertitude globale associée au calcul de leur production énergétique. Cette conclusion ne s'applique cependant pas à l'ensemble des équipements du système. Pour cette raison, l'incertitude associée aux différents calculs de flux énergétique sera évaluée à chaque intervalle de temps afin de suivre son évolution, et du même coup, quantifier l'incertitude globale pour l'analyse du bilan énergétique du système d'ECD.

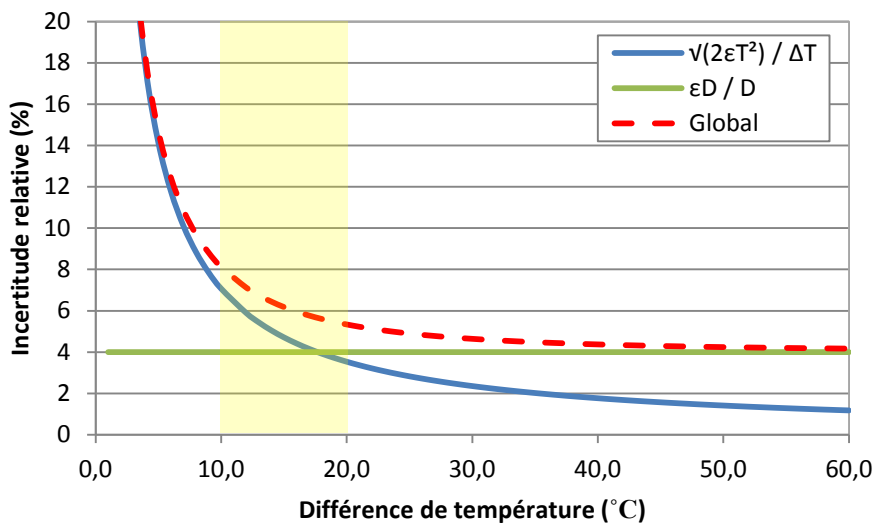


Figure 3.5: Incertitude relative globale du flux énergétique des RCEG en fonction du différentiel de température à leurs extrémités

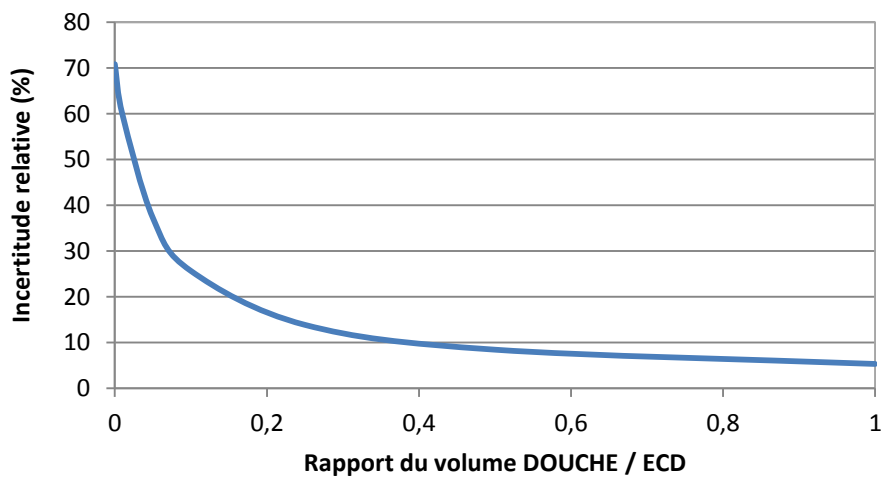


Figure 3.6: Influence de l'incertitude relative des RCEG en période de non utilisation des douches sur l'incertitude globale de la production énergétique des RCEG

3.5.2 Chauffage, ventilation et climatisation

À ce jour, trop peu de données permettent une analyse détaillée des systèmes CVC. L'évaluation de la performance du système repose donc sur la consommation électrique des principaux composants, soit les PAC et les VRC. Dans les deux cas, la consommation est comptabilisée chaque semaine à l'aide d'un wattmètre. Le EML2020 est utilisé pour la mesure de chaque des PAC et le P4460 KillAWattTM EZ pour chaque VRC. Dans les deux cas, l'incertitude maximale de l'appareil correspond à 2 % de la mesure de puissance. À cela, s'ajoute l'incertitude reliée à la période prise en compte pour le calcul de la consommation totale. Dans ce cas-ci, où l'incertitude est de ± 1 journée sur une base mensuelle (c.-à-d. $\pm 3,5$ %), l'incertitude globale sur la mesure de consommation électrique mensuelle est de 4 %.

3.5.3 Électrique

La principale source d'information concernant le bilan de production et de consommation provient, à l'heure actuelle, des compteurs électriques du bâtiment qui font l'objet de relevés toutes les semaines. Ici, comme c'est le cas pour les valeurs de consommation mensuelles pour les systèmes CVC, l'incertitude est principalement reliée au moment où sont effectués les relevés puisque ceux-ci ne sont pas effectués exactement au début et à la fin de chaque mois. On peut donc s'attendre à ce que l'incertitude maximale sur la consommation mensuelle soit également de 4 %.

CHAPITRE 4 AUDIT ÉNERGÉTIQUE

Le Triplex à consommation énergétique nette nulle Abondance Montréal, de par sa définition, se voulait un bâtiment dont la consommation et la production totale annuelle seraient équivalente. Bien qu'à ce jour les données relevées sur le site ne couvrent pas une année complète, elles peuvent tout de même donner de précieuses informations quant à la performance réelle des différents systèmes mécaniques mis en place.

4.1 Eau domestique

4.1.1 Profil de consommation

Le monitoring du réseau de distribution d'eau domestique a débuté le 11 juin 2011. Les données présentées et analysées dans cette étude concernant le système d'eau chaude domestique (ECD), couvre la période du 11 juin 2011 au 31 octobre 2011. Le profil de consommation journalière pour l'ECD (en rouge), l'EFD (en bleu) et l'eau grise (en vert) est présenté à la Figure 4.1.

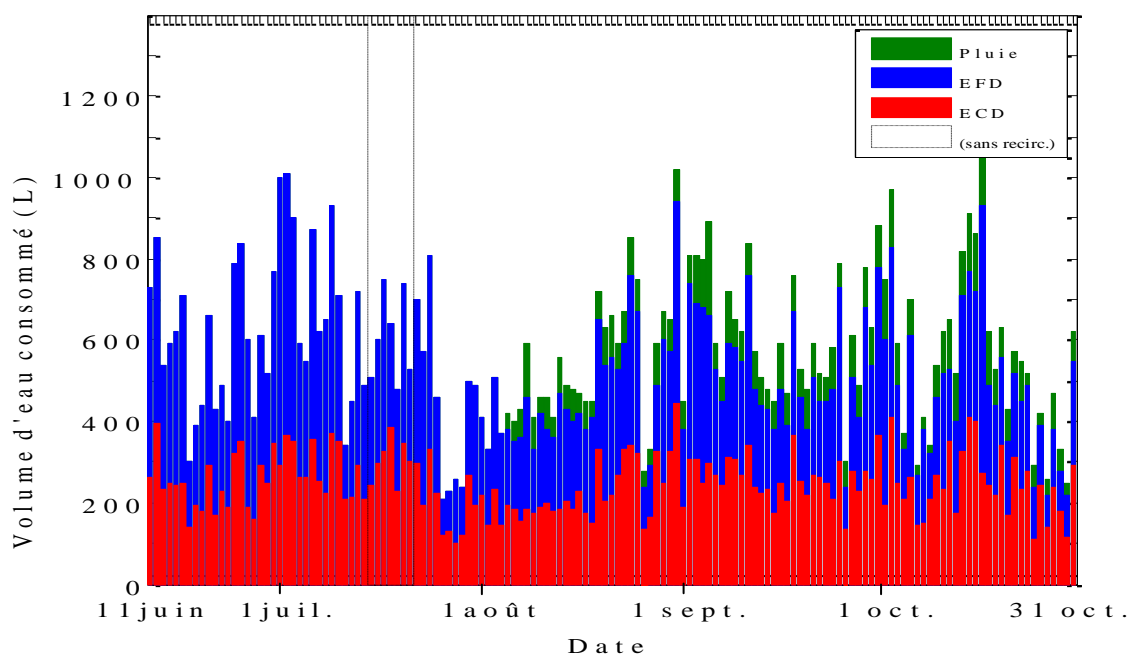


Figure 4.1: Profil de consommation journalière d'eau pour la période du 11 juin 2011 au 31 octobre 2011.

Une première observation peut être faite quant à l'utilisation des eaux grises. Le système de récupération des eaux de pluie a été remis en fonction le 5 juillet 2011. Depuis cette période, la totalité des besoins en eaux grises est comblée par de l'eau de pluie. Ce système permet donc en moyenne une économie de 80 Litres/jour d'eau potable provenant du système d'aqueduc municipal. Par contre, à cette économie est associé un coût énergétique de 4,2 kWh/jour en plus des coûts monétaires supplémentaires associés à l'achat et l'entretien de cet équipement (réservoir, pompes, filtre à cartouche, réservoir pressurisé, pressostat, vannes à solénoïde, contrôleur, dispositif anti-retour). Concernant la consommation électrique de ce système, il a été remarqué que les deux pompes sont activées en continu. En temps normal, le système ne devrait faire fonctionner les pompes que lorsque que la pression du réservoir pressurisé descend sous un seuil critique. Ce problème est donc directement lié au système de contrôle, soit à une défectuosité du pressostat, soit au point de consigne en pression associé à l'arrêt des pompes.

L'analyse statistique des profils de consommation d'ECD est effectuée à l'aide de boîte à moustache (Figure 4.2). L'avantage de ce diagramme est qu'il permet d'obtenir rapidement une idée générale de la dispersion des données et de détecter la présence de données discordantes. La valeur par défaut de 1,5 fois l'écart interquartile (EIQ) est utilisée pour la longueur maximale des moustaches, permettant ainsi d'englober 99 % des données à l'intérieur des bornes de ce diagramme. La moyenne, principale valeur d'intérêt, est également ajoutée à cette boîte.

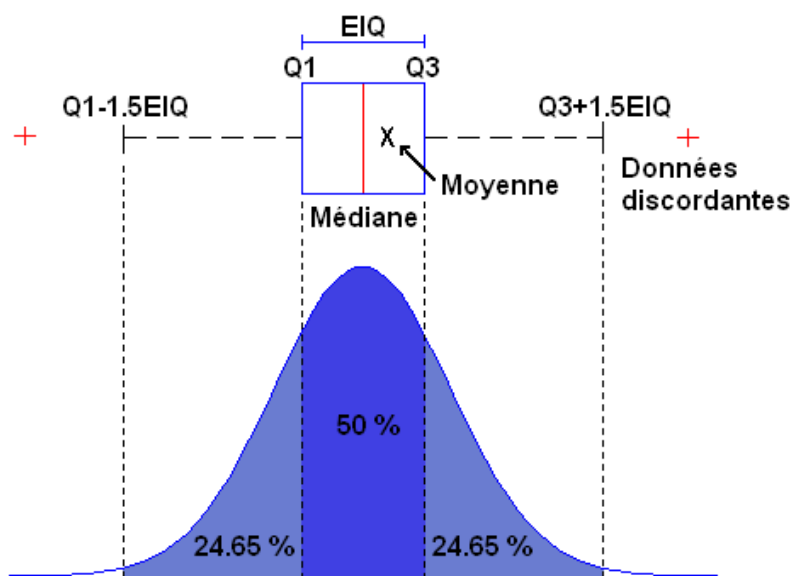


Figure 4.2: Description des principales informations prélevées sur une boîte à moustache.

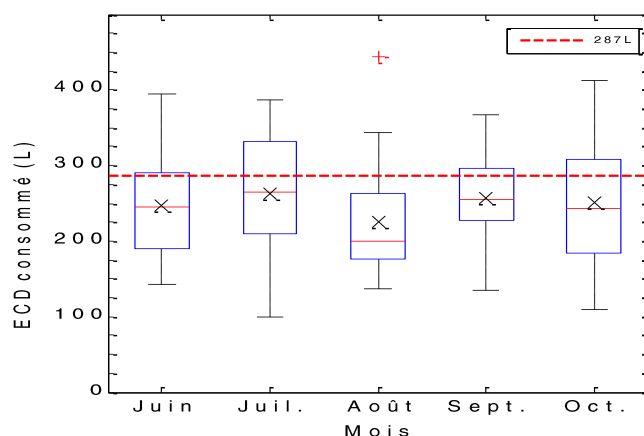


Figure 4.3: Influence du mois de l'année sur la consommation journalière moyenne d'ECD

La Figure 4.3 présente la moyenne mensuelle de la consommation d'ECD. On remarque que la consommation moyenne journalière d'ECD mesurée est légèrement inférieure à la consommation estimée de 287 Litres/jour pour 6 adultes basée sur les statistiques fournies par la SCHL, et utilisée pour l'analyse énergétique du système durant la phase de design. Étant donné l'importance de la période estivale sur l'ensemble de l'étendue des mesures disponibles, la valeur de la consommation moyenne journalière peut être influencée significativement par le profil d'occupation du bâtiment au cours de cette période. Ceci coïncide également avec les mois de plus faible consommation ECD de l'étude canadienne de (Perlman & Mills, 1985). Il est donc trop tôt pour conclure sur une consommation journalière moyenne moindre d'ECD pour le Triplex, comparativement aux données fournies par la SCHL.

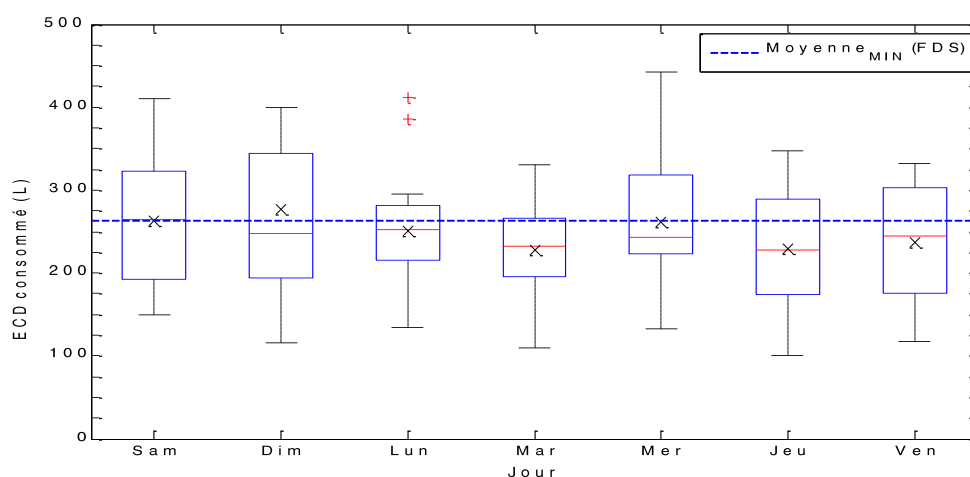


Figure 4.4: Consommation journalière d'ECD pour chaque jour de la semaine

Malgré le court intervalle de temps dans lequel sont prélevées les données, une première observation peut être faite au niveau de l'influence du jour de la semaine sur la consommation journalière moyenne (Figure 4.4). On note une légère augmentation de la consommation pour les jours de fin de semaine comparativement aux jours de semaine.

De façon plus marquante cette fois, la comparaison des profils horaires moyens pour ces deux périodes (Figure 4.5) permet d'identifier deux profils de consommation très distincts. Dans un premier temps, il y a le profil horaire moyen de consommation d'ECD associé aux jours de semaine où 52 % de la consommation est située entre 6h00 et 10h00 et où 30 % en fin de soirée, entre 18h00 et 24h00. La consommation associée aux heures normales de travail et de sommeil est donc très faible. Par contre, concernant le profil horaire moyen de consommation d'ECD associé aux jours de fin de semaine, la principale pointe de consommation est décalée de quelques heures vers le milieu de la journée. En fait, 55 % de la consommation est située entre 8h00 et 14h00 et la consommation de fin de soirée est presque identique à celle des jours de semaines.

Il est à noter que pour faciliter la comparaison des résultats des simulations et des données mesurées sur le site, l'heure normale sera utilisée pour toute l'année, c'est-à-dire aucun passage à l'heure d'été. Pour cette raison, l'interprétation des résultats issus des profils horaires doit donc être faite en gardant à l'esprit que ceux-ci sont influencés par la référence temporelle des occupants. Pour la période traitée dans cette étude (c.-à-d. du 11 juin 2011 au 31 octobre 2011), l'ensemble des mesures a été effectué durant la période d'utilisation de l'heure avancée. Ainsi, l'ajout d'une heure à l'axe des abscisses permet de convertir les profils horaires présentés dans les sections suivantes, à l'heure réelle locale.

Un fait intéressant est à remarquer concernant les heures de faible consommation pour les profils de consommation horaire moyen. La valeur moyenne ne correspond pas à des demandes de petits volumes d'ECD pour cet intervalle de temps. Elle est plutôt liée à des événements de plus grande consommation dont la fréquence journalière est plus faible. Ceci est principalement illustré par le grand nombre de données discordantes pour ces heures de faible consommation.

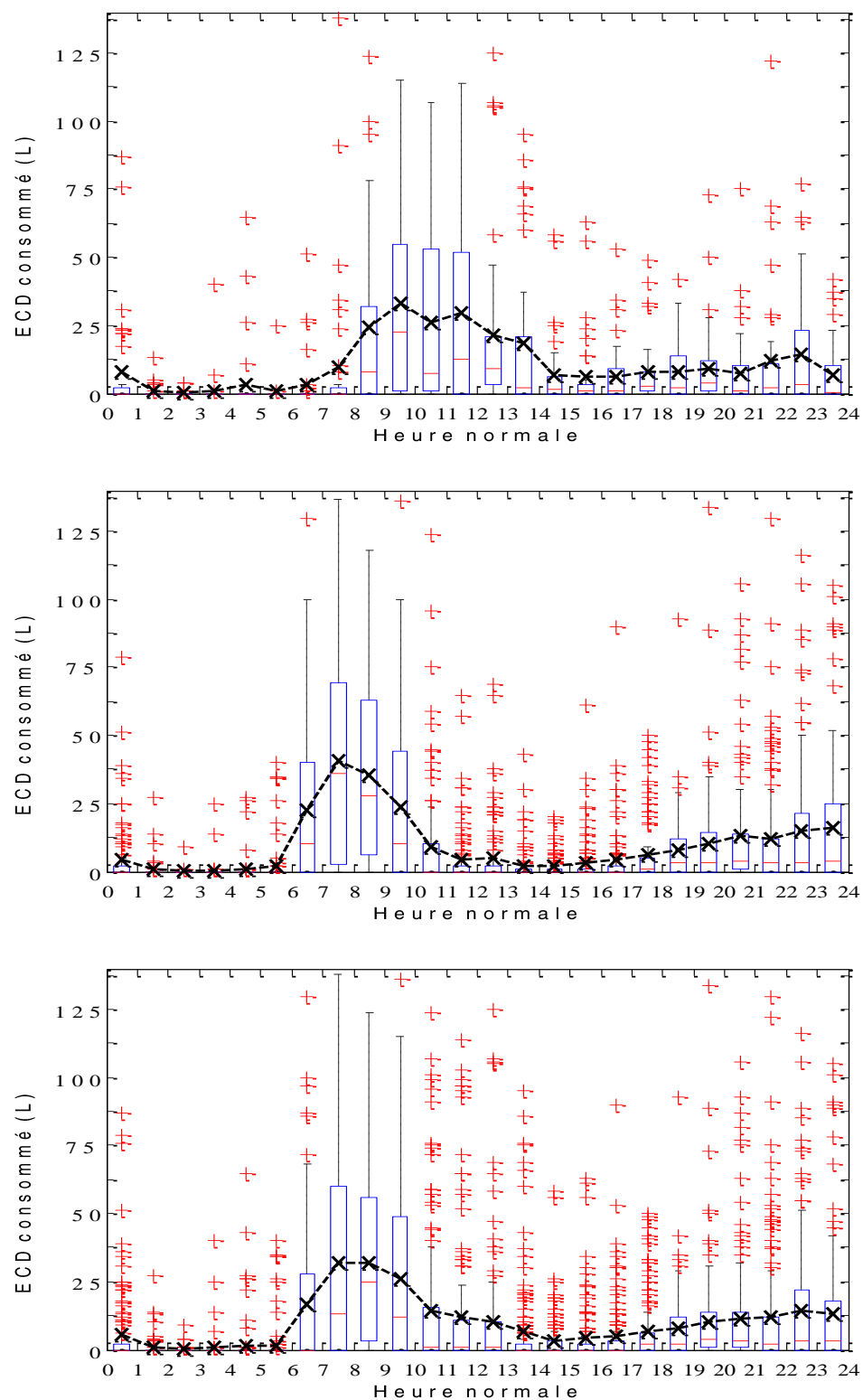


Figure 4.5: Profils horaires moyens de consommation d'ECD pour les jours de fin de semaine (haut), les jours de semaine (milieu) et les deux combinés (bas)

4.1.2 Composants du système

Sur une base mensuelle, la consommation énergétique totale liée à l'ECD est représentée (Tableau 4.1) suivant l'énergie associée à la consommation réelle d'ECD, à la consommation d'EFDP (c.-à-d. l'eau froide des douches), aux pertes en attentes des différents composants du système, ainsi qu'à l'énergie électrique nécessaire pour les différentes pompes du système. De façon similaire, la production énergétique est décomposée suivant les différents systèmes (RCEG, désurchauffeur, capteur solaire, chauffe-eau), ainsi que les gains en attentes des différents composants du système. De plus, les valeurs de consommation d'ECD totale et de température de l'eau de l'aqueduc et de l'air ambiant pour chaque mois sont ajoutées afin de faciliter la comparaison entre les différents mois.

Tableau 4.1: Bilan énergétique mensuel du système ECD (en kWh)

		Juil.	Août	Sept.	Oct.	Total
Consommation	ECD	257,8	200,0	235,5	260,8	953,6
	EFDP	18,8	34,1	35,9	39,5	128,3
	Pertes	323,1	389,7	390,1	412,9	1515,8
	Pompes	39,3	51,0	49,5	51,1	190,9
Production	RCEG	45,5	60,7	83,7	105,1	301,2
	Désurchauffeur	3,4	0	2,2	4,9	10,6
	Héliothermique	0	0	0	0	0
	Chauffe-eau	548,3	560,3	588,3	633,9	2330,8
	Gains	7,5	2,8	1,2	2,4	13,9
Total		604,7	623,8	675,4	746,3	2650,2
ECD (Litres)		8123	6998	7708	7753	
T _{aqueduc} (°C)		20,6	21,8	20,7	17,1	
T _{ambiante} (°C)		25,6	26,2	25,7	23,7	

Tout d'abord, il est à noter que l'ensemble des pertes en attente du système sont supérieures à la demande énergétique totale pour l'ECD. Ces pertes en attente sont principalement liées aux pertes du chauffe-eau et de la boucle de recirculation, seuls éléments dont la température est supérieure à la température ambiante de la salle mécanique. De plus, la différence de valeur entre

les pertes en attente pour le mois de juillet et les autres mois est liée au fait que la pompe de recirculation a été désactivée pour une période de 7 jours (zone délimitée par un pointillé sur la Figure 4.1). L'influence de l'utilisation du système de recirculation sera étudiée plus en détails dans la section boucle de recirculation. Ensuite, il est possible de constater que la demande énergétique pour l'ECD est directement liée à la demande d'ECD, ainsi qu'à la température de l'eau de l'aqueduc; et que les pertes de l'ensemble du système sont principalement liées à la température ambiante de la salle mécanique.

4.1.2.1 Récupérateur de chaleur des eaux grises

La production énergétique des deux RCEG est directement liée à l'utilisation des douches. Dans un premier temps, ce système de réchauffage de l'eau joue un rôle important dans la réduction de la consommation d'ECD en diminuant le volume d'ECD nécessaire pour maintenir la température désirée de la douche. Dans ce cas précis, pour les mois de juillet, août et septembre, où les températures ambiantes et de l'eau de l'aqueduc sont similaires, la production des RCEG dépend principalement du volume d'eau utilisé par les douches et du rapprochement dans le temps des demandes d'ECD. On remarque également, qu'une température plus faible à l'aqueduc semble favoriser la production énergétique du RCEG.

La Figure 4.6 permet d'analyser en détails le fonctionnement des RCEG. Tout d'abord, en examinant la section A où l'évolution des températures coté eau froide est présentée, on remarque, pour le premier évènement correspondant à une douche (c.-à-d. entre 6 :50 et 7 :05), qu'il existe un différentiel de température entre la sortie du RCEG du haut (T1-4) et la température à l'entrée de celui-ci (T1-1). Ceci permet d'identifier que la douche provient des étages supérieurs, et donc, que le RCEG du haut permet de récupérer de l'énergie. Au contraire, pendant le deuxième évènement correspondant à une douche (c.-à-d. entre 9 :05 et 9 :30), la température de sortie du RCEG du haut (T1-4) et la température à l'entrée de celui-ci (T1-1) sont pratiquement identiques, mise à part un certain décalage temporel dû à la distance séparant ces 2 points de mesures. Ceci permet donc de confirmer le moment où la douche du rez-de-chaussée est utilisée. D'autre part, l'incertitude (courbes pointillées) associée aux sondes de température surfaciques est probablement surestimée puisque les températures (T1-1) et (T1-4) mesurent sensiblement la même chose. L'erreur systématique associée à la méthode d'étalonnage pour les

sondes de température surfacique présentée à l'annexe 2 est responsable de cette surestimation de l'incertitude globale de ce type de sonde de température.

La section B de la Figure 4.6 permet également d'identifier une différence entre les événements de douche des étages supérieurs et celle du rez-de-chaussée pour les températures côté drain. Dans le cas d'une utilisation de la douche du rez-de-chaussée, le différentiel de température aux extrémités du RCEG du bas ($\approx 5\text{ }^{\circ}\text{C}$) est supérieur à celui de l'utilisation de la douche des étages supérieurs ($\approx 3\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Pour la section C de la Figure 4.6, où les flux de chaleur sont présentés tant pour le côté de l'ECD que celui du drain, on remarque que pour le RCEG du bas, le flux de chaleur transféré à l'ECD est toujours légèrement inférieur au flux de chaleur provenant du drain. Les pertes de chaleur ambiantes du RCEG semblent être une hypothèse valable pour expliquer cette différence. On remarque également l'importance de la longueur du RCEG sur son potentiel de récupération d'énergie. Comme il est possible de constater, le flux de chaleur du RCEG du haut (3,2 kW), qui est plus long que celui du bas, est beaucoup plus important que celui du bas (1,6 kW). De plus, en comparant les flux de chaleur mesurés ici et avec ceux du rapport (Collins, 2009) pour des RCEG de même taille, on remarque que la température de l'EFD influence grandement la performance des RCEG. En effet, pour une température d'EFD de $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ et un débit d'eau de 7 L/min, les flux de chaleur pour les PowerPipe^{MD} R3-36 et R3-60 sont respectivement de 5,7 kW et de 7,9 kW. La performance de ceux-ci devrait donc être optimale en période où la température de l'EFD minimale.

Finalement, la section D permet de mettre en évidence le principal avantage de l'utilisation du RCEG dans un système d'ECD, c'est-à-dire la réduction de la consommation d'ECD lors de l'utilisation des douches. Pour le premier événement correspondant à une douche (étages supérieurs), la température de l'EFD à la sortie du RCEG est de l'ordre de $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ alors que l'eau de l'aqueduc est à $17\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ceci augmente la proportion d'eau froide dans le mélange requis pour obtenir une température d'utilisation de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour la douche. Le rapport entre le débit d'EFD et celui de la douche est également augmenté lors du deuxième événement correspondant à une douche (c.-à-d. douche du rez-de-chaussée), mais dans une moindre mesure puisque le RCEG est moins efficace. La température de l'eau froide préchauffée dans ce cas est de $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour une même température d'aqueduc.

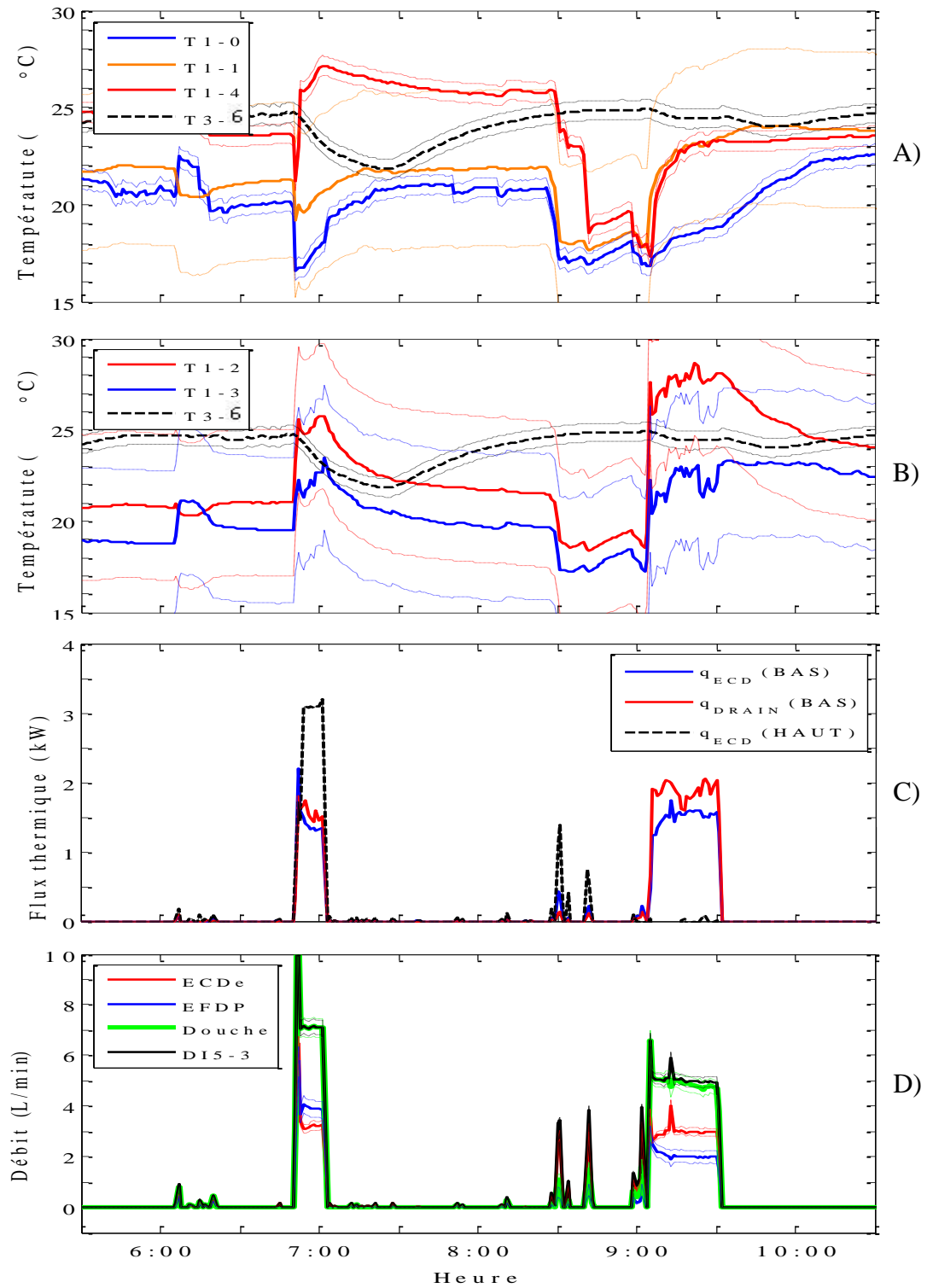


Figure 4.6: Évolution temporelle des températures côté eau froide (A), températures coté drain (B) et flux thermiques pour le RCEG du bas (C), ainsi que les débits (D) au niveau des RCEG pour deux évènements consécutifs de douche

4.1.2.2 Désurchauffeur

La production des désurchauffeurs est pratiquement inexistante, et ce, même pour la période de pointe en climatisation. Cette réalité s'explique par le fait que les systèmes utilisant le R-410 comme réfrigérant offrent une température de gaz chaud, qui à la sortie du compresseur est plus faible. Et donc, a un potentiel de chaleur disponible moins élevé pour le désurchauffeur. De plus, il est à noter que les gains en attente de l'ensemble du système, principalement associés aux réservoirs de stockage de préchauffe et solaire, sont plus importants que la production associée aux désurchauffeurs. Bien que la production des désurchauffeurs devrait être supérieure en période de chauffage, la pertinence d'utiliser un tel système dans ce contexte, où l'enveloppe du bâtiment est hautement efficace, reste à démontrer.

En réalité, une seule des 3 pompes des désurchauffeurs s'est mise en marche pendant la période de prise de mesure. Étant donné le peu de données détaillées prélevées au cours de cette période concernant les PAC, il n'est pas possible d'identifier avec certitude si les deux autres pompes n'ont pas de problèmes de fonctionnement. Un événement de production d'ECD par le désurchauffeur est analysé plus en détails à la Figure 4.7, sur celle-ci, le débit circulant dans le désurchauffeur (DI5-7) est représenté par la courbe verte et les températures en entrée (T1-7) et en sortie (T1-10) par les courbes bleu et rouge. On remarque que le potentiel d'élévation de la température de l'eau par le désurchauffeur est fortement influencé par la température de l'eau à l'entrée de celui-ci. Pour une température à l'entrée de 25 °C, on note une élévation de température de 2 °C et une élévation de 1 °C pour une température à l'entrée de 30 °C. Les conditions favorables quant à la température de l'eau à l'entrée du désurchauffeur en période de chauffage (c.-à-d. liée à la température de l'eau de l'aqueduc plus faible) devraient en améliorer les performances. Pour l'exemple présenté ici, 0,253 kWh d'énergie électrique est utilisé par la pompe pour récupérer 1,779 kWh de chaleur pour l'ECD ce qui représente un COP de 7 pour la production d'ECD par le désurchauffeur en période de climatisation. Malgré l'efficacité de ce système, l'ajout en complexité à l'installation de production d'ECD n'est peut-être pas justifié vue la faible contribution du désurchauffeur au système de production d'ECD en période de climatisation.

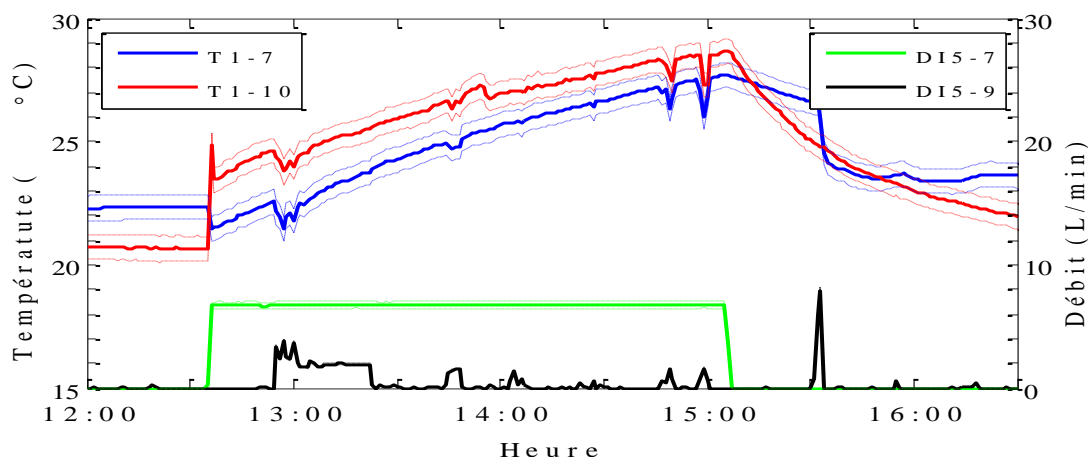


Figure 4.7: Profil de températures à l'entrée et la sortie d'un désurchauffeur en opération

4.1.2.3 Système solaire thermique

La mise en service du système de chauffage de l'eau par capteur solaire thermique a été interrompue à deux reprises pour cause de fuite dans la boucle d'eau glycolée. Le système est donc à l'arrêt et n'a donc jamais vraiment été fonctionnel. Originellement, le dimensionnement de ce système prévoyait de répondre à la totalité des besoins ECD pour cette période de l'année. Pour la production d'ECD dans le secteur résidentiel, la rentabilité de ces équipements est souvent tributaire au bon fonctionnement de ces équipements. Dans le contexte québécois, où le coût de l'énergie est faible, la moindre défaillance entraînant des coûts d'entretien supplémentaires peut rendre difficile, voire même impossible, la rentabilisation de ce type de technologie. Pour cette raison, le dimensionnement du système, la qualité des équipements et de son installation deviennent donc des éléments clefs dans le succès de l'utilisation d'une telle technologie.

Pour le système installé au Triplex Abondance, les températures maximales enregistrées par les contrôleurs des systèmes solaires thermiques, soit une température maximale de 143 °C enregistrée à l'intérieur des capteurs solaires, portent à croire que ceux-ci sont entrés en stagnation. De plus, les réservoirs de dilatation semblent être sous-dimensionnés pour ces conditions de températures élevées, d'où les fuites au niveau des boucles d'eau glycolée. Pour cette même période, le système a également enregistré des températures maximales de 107 °C au niveau des réservoirs de stockage solaire. Ces températures élevées ont été accompagnées de fuites d'ECD au niveau de la vanne de sécurité des réservoirs de stockage et mettent en lumière

un problème lié à la température limite maximale de stockage définie par les contrôleurs. Suivant les données du fabricant, celle-ci ne devraient pas dépasser les 85 °C pour des raisons de sécurité.

Bien qu'il soit impossible d'attribuer la responsabilité du non-fonctionnement du système solaire sur base des données mesurées, les nombreuses visites sur le site et les discussions avec les différents acteurs ont montré un manque de soin dans l'installation du système (mauvais raccordement et isolation inadéquate des tuyaux, sondes des capteurs mal fixées) et un manque de volonté du propriétaire pour faire réparer le système.

4.1.2.4 Chauffe-eau électrique

Le chauffe-eau électrique, qui ne devait être qu'un élément de dernier recours dans ce système de production d'ECD, doit en grande partie combler le déficit laissé par l'arrêt du système solaire. À cela, vient s'ajouter l'utilisation d'une boucle de recirculation d'ECD raccordée directement au chauffe-eau électrique, qui est le seul équipement utilisé pour compenser les pertes associées à la tuyauterie. Pour toutes ces raisons, la consommation électrique réelle du chauffe-eau représente plus de 75 % de la consommation totale du système de production ECD.

4.1.2.5 Boucle de recirculation

Vu l'impact énergétique significatif de l'ajout de la boucle de recirculation, une analyse plus approfondie a été effectuée sur cet élément. Dans un premier temps, la pompe de recirculation a été désactivée pour une période de 7 jours, soit du 15 juillet 2011 au 21 juillet 2011. Au niveau du confort des occupants, ceux-ci ont rapidement constaté le délai d'attente nécessaire avant d'obtenir une eau de température acceptable au point d'utilisation, sans toutefois chercher à apporter les correctifs nécessaires à ce problème. Par la suite, au niveau de la consommation d'ECD, celle-ci est passée à 303 Litres/jour en moyenne pour cette période comparativement à 267 Litres/jour pour la semaine précédente. Bien qu'il soit raisonnable de croire au potentiel de réduction de consommation d'ECD avec l'utilisation d'une boucle de recirculation, les données présentées à la Figure 4.8 sont également soumises aux variations d'occupation du bâtiment pour cette période. Par contre, il n'y a aucune ambiguïté sur l'impact énergétique de ce système de recirculation. En effet, bien que la consommation d'ECD soit supérieure pendant la période sans recirculation, la consommation électrique du chauffe-eau a chuté de 40 %, et à cela, s'ajoute

l'économie associée à la consommation électrique de la pompe de recirculation (1,65 kWh/jour), soit 11,6 kWh pour cette période.

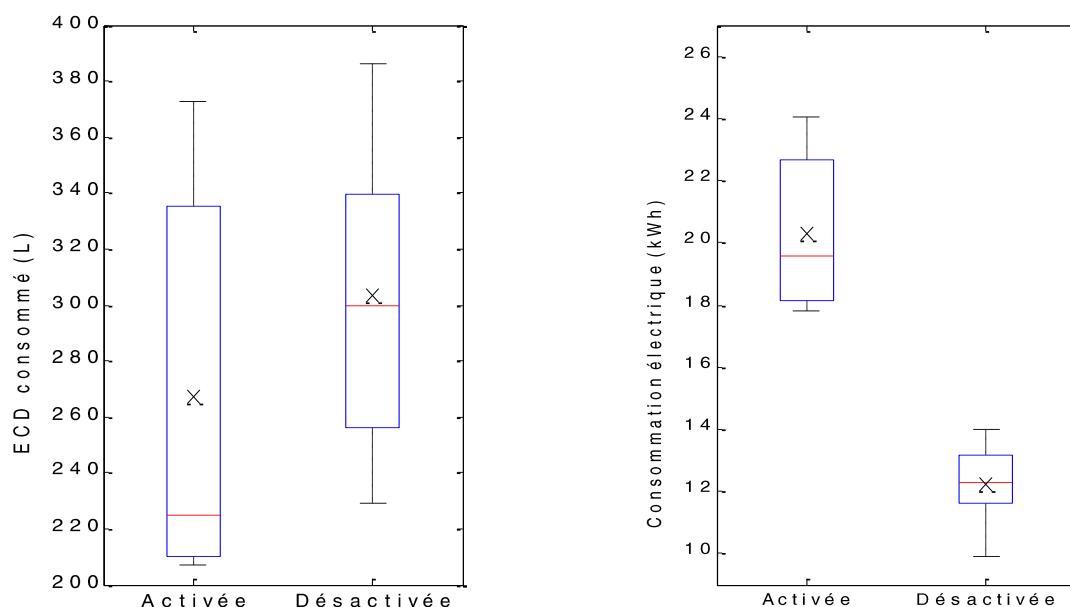


Figure 4.8: Comparaison du volume d'ECD consommé et de la consommation électrique du chauffe-eau en fonction du fonctionnement de la pompe de recirculation

Il a été constaté que le contrôleur de la pompe de recirculation était défectueux : malgré le fait que celui-ci permet en principe un contrôle en température et suivant un horaire d'opération, la pompe est constamment activée. Cela a pour effet d'amplifier ces impacts sur la consommation énergétique de ce système. L'ajout d'un tel système pour des raisons de confort des occupants est justifiable et peut sembler anodin, mais l'augmentation de la consommation énergétique associée à son utilisation est significative. Il est donc important de s'assurer du bon fonctionnement du contrôleur de la pompe afin de limiter son fonctionnement en maintenant le confort des occupants. Au minimum, le système d'activation de la pompe basé sur la température de la boucle de retour devrait être opérationnel, et idéalement, l'horaire d'opération de la pompe devrait suivre le profil de consommation d'ECD des occupants pour l'utilisation des douches et robinetteries.

4.2 Chauffage, ventilation et climatisation

Bien que les équipements des systèmes CVC fassent l'objet d'un monitoring plus détaillé, pour l'instant, seul des données de consommation électriques pour chaque appareil sont disponibles. Le Tableau 4.2 résume la consommation mensuelle des PAC et des VRC pour chacun des appartements.

Tableau 4.2: Bilan énergétique mensuel des systèmes CVC (en kWh)

		Juil.	Août	Sept.	Oct.	Total
Consommation	PAC _{RC}	35,3	43,9	nd	12,3	91,5
	PAC _{1^{er}}	171,5	143,5	91,3	21,7	428,0
	PAC _{2^e}	212,2	185,8	95,7	25,8	519,5
	Total	419,0	373,2	187,0	59,8	1039,0
	VRC _{RC}	9,8	11,0	11,5	11,0	43,3
	VRC _{1^{er}}	7,8	7,3	7,1	7,7	29,9
	VRC _{2^e}	10,6	8,3	12,2	15,1	46,2
	Total	28,2	26,6	30,8	33,8	119,4
Total		447,2	399,8	217,8	93,6	1158,4

Le manque de données mesurées concernant l'état dans lequel opèrent ces différents systèmes (température, humidité relative, période de fonctionnement, etc.) rendent difficile l'analyse des mesures de consommation énergétique des systèmes CVC. Malgré cela, il est possible de constater une forte dépendance de la consommation énergétique des PAC en fonction du mois de l'année (c.-à-d. la charge en climatisation du bâtiment). Seule la PAC de rez-de-chaussée semble avoir un profil de consommation mensuel très distinct, mais la cause exacte de cette différence n'a pas été identifiée. S'agit-il d'une défaillance de la PAC, du système d'acquisition de données, ou d'une différence de charge de climatisation (en raison des différences des gains ou des exigences de confort des occupants)? Finalement, concernant la consommation des trois VRC, il est possible de remarquer que leur consommation est beaucoup moins influencée par le mois de l'année. En fait, la consommation des VRC est plutôt en lien avec les conditions ambiantes à l'intérieur des appartements.

4.3 Électrique

Les relevés manuels effectués sur les compteurs électriques permettent d'avoir une bonne représentation de la consommation globale du bâtiment. Le Tableau 4.3 représente sur une base mensuelle la consommation de chacun des logements ainsi que des systèmes communs (éclairage, système d'ECD, VRC, etc.). Également, il est à noter que pour la consommation de chacun des logements, la consommation électrique de la PAC correspondante s'ajoute à l'ensemble des appareils électriques situés à l'intérieur de chacun des logements. En parallèle, la production de chacun des systèmes solaires photovoltaïques est représentée.

Tableau 4.3: Bilan énergétique mensuel du réseau électrique (en kWh)

		Juil.	Août	Sept.	Oct.	Total
Consommation	RC	405	352	346	243	1346
	1 ^{er}	450	300	357	187	1294
	2 ^e	521	436	376	365	1698
	Commun	1317	1287	1495	1671	5770
	Total	2693	2375	2574	2466	10108
Production	PV 1	593	504	405	316	1818
	PV 2	589	0	0	0	589
	PV 3	639	541	433	339	1952
	Total	1821	1045	838	655	4359
	Heures d'ensoleillement	453	413	360	304	1530
Bilan		-872	-1330	-1736	-1811	-5750

À première vue, il serait facile de conclure que le Triplex Abondance ne pourra atteindre son objectif de consommation énergétique nette nulle pour l'année en cours. En théorie, la période estivale devrait être la principale période de stockage énergétique vers le réseau, c'est-à-dire avec un bilan positif. La réalité est un peu plus complexe : la consommation énergétique des espaces communs inclut la consommation de toutes les activités de construction associées à la phase II de ce projet immobilier. Ceci relativise le bilan négatif constaté, mais même en retirant la consommation des espaces communs, le bilan est largement moins bon que les prévisions et

atteint à peine l'objectif net-zéro, alors que les données couvrent une période très favorable de l'année.

Il est plus facile de conclure quant à l'importance du bon fonctionnement des systèmes de production électrique. En effet, la panne d'un des systèmes photovoltaïques à la fin juillet vient sérieusement compromettre le bilan global du système. Pour cette période, où seulement 2/3 du système photovoltaïque était opérationnel, la production électrique ne parvient même pas à combler la consommation énergétique des 3 logements. Au final, on remarque que l'atteinte des objectifs de consommation énergétique nette nulle repose au minimum sur le bon fonctionnement des systèmes mécaniques mis en place.

CHAPITRE 5 CALIBRATION

La calibration peut améliorer grandement les résultats de simulation en corrigeant certains éléments associés à l'une des principales sources d'erreur, soit la validité des paramètres d'entrée de la simulation. Dans cette catégorie, on retrouve principalement l'incertitude même associée aux paramètres d'entrée (climat, comportement des occupants, etc.) et les erreurs des utilisateurs dans l'écriture des paramètres de simulation. D'autres sources d'erreurs peuvent venir affecter la précision des résultats de simulation obtenus : les simplifications utilisées par le modèle, ou bien la robustesse des algorithmes utilisés par celui-ci. Ces dernières peuvent avoir un impact significatif sur les résultats obtenus. Ces éléments sont intrinsèques à l'outil de simulation utilisé et ne sont donc pas influencés par le processus de calibration, à moins que celui-ci ne comprenne également le choix entre différents modèles numériques disponibles. L'objectif premier de la calibration est d'obtenir un modèle final acceptable capable de prédire, à l'intérieur d'une marge d'erreurs donnée, la performance énergétique du bâtiment en question.

5.1 Limite de la calibration

Pour la suite, deux des principales formes de représentation de la qualité des résultats de simulation sont utilisées, soit l'erreur de biais moyenne normalisée (EBMN) et le coefficient de variation de l'erreur quadratique moyenne (CVEQM).

$$EBMN = 100 \times \frac{\frac{\sum^n (y_i - \hat{y}_i)}{n-p}}{\bar{y}} \quad (5.1)$$

$$CVEQM = 100 \times \frac{\sqrt{\frac{\sum^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{n-p}}}{\bar{y}} \quad (5.2)$$

Où dans ce cas-ci, les variables représentent respectivement :

\hat{y}_i = les résultats de simulation;

y_i = les données mesurées;

\bar{y} = la moyenne des données mesurées;

n = le nombre de points de comparaison

(c.-à-d. 4 correspondant au nombre de mois de la période à l'étude);

p = le nombre de paramètres comparés

(c.-à-d. 1 représentant la consommation ou production énergétique).

La précision du modèle calibrée étant limitée par la qualité des données mesurées, il y a donc intérêt pour le processus de calibration à avoir accès à de données expérimentales de qualité. À l'aide des équations de propagation d'incertitude présentées au chapitre 3.5.1.3, l'incertitude absolue globale des différentes mesures a été calculée pour chaque pas de temps (c.-à-d. pour chaque minute) et sommée pour obtenir l'incertitude globale associée à chaque valeur mensuelle pour la période à l'étude, soit du 1^{er} juillet 2011 au 31 octobre 2011. Ceux-ci ont permis d'obtenir l'EBMN et le CVEQM associés aux données expérimentales, et du même coup, déterminer la limite sur l'incertitude minimale pouvant être atteinte par les résultats de simulations calibrées. Ces limites associées aux principaux bilans énergétiques de système d'ECD sont présentées au Tableau 5.1.

Tableau 5.1: EBMN et CVEQM (en %) associés aux bilans mensuels
mesurés du système d'ECD

		EBMN	CVEQM
Consommation	ECD	4	4
	EFDP	36	48
	Pertes	11	12
	Pompes	9	9
Production	RCEG	13	13
	Désurchauffeur	35	42
	Solaire	0	0
	Chauffe-eau	2	2

Comme il est possible d'observer au Tableau 5.1, la différence entre les valeurs d'EBMN et de CVEQM est très faible. Ceci s'explique par le fait que la plage de mesure actuellement disponible ne couvre pas une année complète. Dans ce cas précis, où seulement 4 mois de mesures sont utilisés, l'EBMN est surestimée. Plus précisément, le fait d'utiliser une année complète de mesures permettrait de bénéficier d'une certaine complémentarité des erreurs et ainsi, diminuer l'EBMN. Pour cette raison, il est difficile, dans ce cas-ci, d'utiliser directement le critère maximal de 5 % défini par l'ASHRAE Guideline 14-2002 pour l'EBMN évaluée sur une base mensuelle établie.

Plusieurs autres faits intéressants peuvent également être observés. Tout d'abord, on remarque qu'aucune incertitude n'est associée à la production des systèmes solaires. Ceci s'explique par le

fait que ceux-ci n'ont pas été opérationnels au cours de la période à l'étude. Ensuite, les valeurs élevées observées pour la consommation d'EFDP viennent du fait que le débit impliqué dans l'équation de transfert thermique n'a pu être mesuré directement. En réalité, ce débit est obtenu par le biais d'autres mesures effectuées pour ce système. Concernant les valeurs élevées observées pour la production des désurchauffeurs, celles-ci sont plutôt liées au faible différentiel de température associé aux températures d'entrées et de sorties de l'eau que l'on retrouve dans l'équation de bilan énergétique. Finalement, bien que l'incertitude liée à la consommation d'EFDP et à la production des désurchauffeurs soit significative, ces deux bilans sont associés à de faibles pourcentages de la consommation et de la production totale ce qui explique leur faible influence sur l'incertitude associée aux pertes thermiques globales du système. Il est à noter que les pertes thermiques globales du système d'ECD ont été évaluées suivant l'équation suivante :

$$\sum Production - \sum Consommation = Pertes thermiques globales \quad (5.1.2)$$

Cette approche a dû être utilisée plutôt que de comptabiliser les pertes pour chacun des sous-systèmes, étant donné l'incertitude trop importante dans l'évaluation des pertes associées à la boucle de recirculation. Cette incertitude disproportionnée est liée directement à la défaillance du contrôleur de la pompe de recirculation. Puisque celle-ci fonctionne en continu, la température d'alimentation de l'ECD et celle du retour de la boucle de recirculation sont pratiquement identiques, ce qui génère une très grande incertitude relative sur la différence entre ces deux températures.

5.2 Calibration globale

À l'origine, deux simulations TRNSYS distinctes, mais non totalement indépendantes, ont été réalisées lors de la phase de conception du Triplex Abondance, soit une, pour les systèmes CVC, et l'autre, pour le système d'ECD. Dans les deux cas, les résultats de simulation de l'une étaient utilisés comme paramètres d'entrées pour l'autre. Dans un premier temps, les conditions de fonctionnement des PAC ont servi à générer un profil de production énergétique des désurchauffeurs. Et dans un second temps, les pertes thermiques du système d'ECD ont contribué à évaluer la température ambiante de la salle mécanique, espace non conditionné. Il est possible d'obtenir plus de détails sur ces modèles en consultant les références suivantes (Iolova & al., 2007), (Picard & al., 2007) et (Picard, 2007).

En utilisant comme point de départ la simulation «de design» utilisée lors de la phase de conception du bâtiment, la calibration du système est réalisée par niveau de raffinement successif. Dans l'ordre, les simulations calibrées «tel que construit» où les fiches signalétiques des appareils réellement installés sont utilisées et où les premières observations sur l'état des systèmes sont prises en considération, et finalement, la simulation calibrée «tel qu'exploité» où le comportement des occupants (profil de consommation, point de consigne, etc.) est pris en compte. Le tableau ci-dessous résume ces principaux niveaux de raffinement ainsi que les principales modifications associées à chacun de ces niveaux.

Tableau 5.2 : Principales modifications associées aux différents niveaux de raffinement

Simulation calibrée	Modifications
« tel que construit »	<ul style="list-style-type: none"> • Modifications des paramètres en fonction des fiches signalétiques • Ajout de la boucle de recirculation et de la tuyauterie • Modification de la configuration (douche / RCEG) • Utilisation d'un modèle de réservoir qui prend en compte l'influence du phénomène de déstratification • Correction d'erreurs utilisateurs détectées dans les paramètres d'entrée
« tel que construit (avec défaillances) »	<ul style="list-style-type: none"> • Arrêt des systèmes solaires thermiques • Fonctionnement en continu de la pompe de recirculation
« tel qu'opéré »	<ul style="list-style-type: none"> • Utilisation des paramètres d'entrée présentée à la section suivante

5.2.1 Paramètres d'entrées

5.2.1.1 Profil de consommation d'ECD

Le profil moyen d'ECD du Triplex Abondance a été comparé à divers profils résidentiels moyens de consommation d'ECD couramment utilisés pour l'analyse de performance des systèmes ECD résidentiels (Figure 5.1) (Fairey, 2004). Étant donnée l'utilisation de l'heure normale pour la présentation de données, les profils de consommation d'ECD normalisés présentés à la Figure 5.1 ont été décalés d'une heure afin de corriger le décalage introduit par l'utilisation de l'heure avancée associée à la période de mesure. Deux principales différences entre les profils normalisés et celui du Triplex Abondance peuvent être identifiées. Tout d'abord, bien qu'en général la pointe de consommation matinale ECD soit bien représentée temporellement, celle-ci est sous-estimée pour l'ensemble des profils normalisés. Ensuite, la période de consommation d'ECD de fin de

soirée pour le Triplex Abondance est surestimée par les profils normalisés. De plus, ceux-ci n'offrent pas une bonne représentation temporelle de cette pointe de fin de journée. En réalité, la 2^e pointe de consommation d'ECD du Triplex Abondance survient à des heures beaucoup plus tardives. Toutefois, il est à noter que le profil moyen d'ECD du Triplex Abondance est basé uniquement sur 4 mois d'observation, celui-ci peut donc être influencé par certaines variations saisonnières.

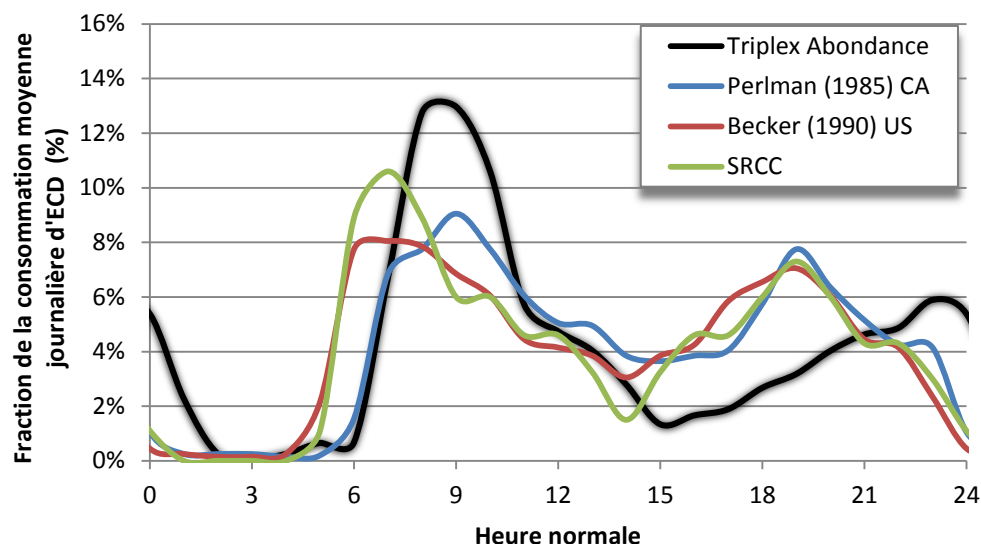


Figure 5.1: Différents profils horaires de consommation d'ECD dans le secteur résidentiel comparés à celui mesuré au Triplex Abondance

Une des limitations majeures dans l'utilisation des profils moyens de consommation d'ECD pour les simulations énergétiques est associée à la perte d'information concernant les variations du profil de consommation sur une base journalière. L'utilisation d'un profil de consommation moyen horaire pose également un problème quant à la représentation du profil de consommation pour de plus grandes résolutions temporelles. Pour ces deux raisons, l'utilisation d'outils permettant de générer artificiellement des profils de consommation d'ECD, comme par exemple DHWcalc, pour la période et la résolution temporelle désirées, permettrait d'obtenir un profil réaliste. On remarque sur la Figure 5.2 que le profil utilisé lors de la phase de design représente bien le phénomène observé pour le profil de consommation du Triplex Abondance. La valeur moyenne horaire ne correspond pas à une demande de petit volume d'ECD pour cet intervalle de temps, mais plutôt à des événements de plus grande consommation dont la fréquence journalière

est plus faible. Ceci est principalement illustré par le grand nombre de données discordantes pour les heures de faible consommation. Par contre, en comparant (Figure 5.2) le profil de consommation d'ECD horaire moyen du Triplex Abondance (courbe en noire) et de celui utilisé lors de la phase de design (courbe en bleue) correspondant à la période de mesure, on remarque des profils très distincts pour la représentation de la pointe de consommation d'ECD en début de journée. Ceci est principalement lié aux valeurs de probabilité d'obtenir un évènement d'eau chaude pour chaque intervalle de temps utilisés lors de la phase de design. Tout porte à croire que dans un contexte où le profil horaire moyen est bien connu, l'utilisation du logiciel DHWcalc aurait permis d'obtenir un profil à la minute plus réaliste.

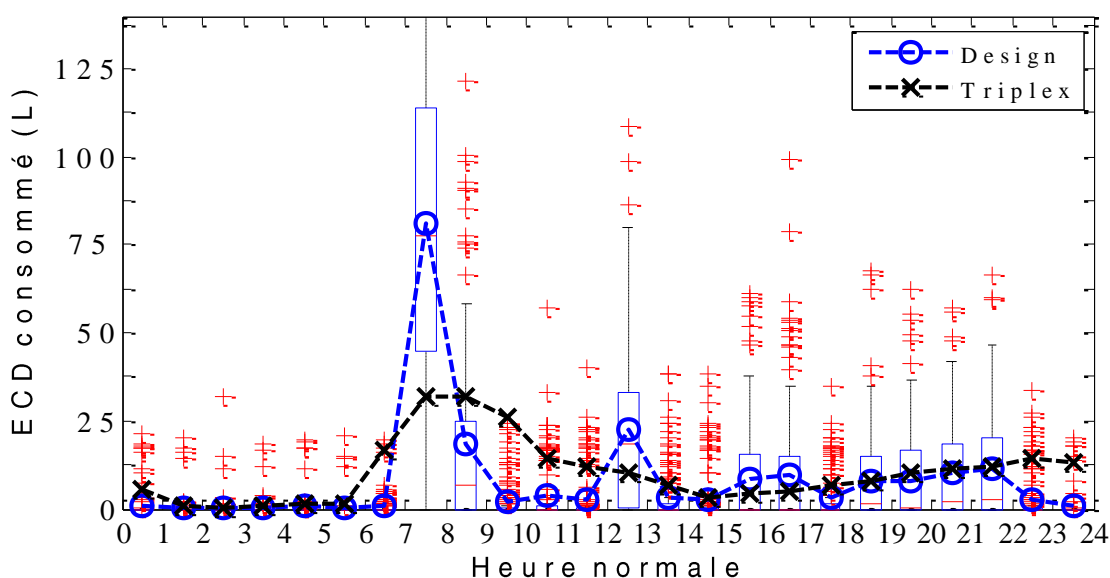


Figure 5.2: Comparaison du profil horaire moyen de consommation d'ECD utilisé pour la simulation de design avec celui mesuré au Triplex Abondance.

De plus, en s'attardant sur la forme typique du profil de consommation d'ECD pour une journée (figure ci-dessous), la forme caractéristique du profil de consommation horaire moyen n'est pas du tout observable. Dans ce cas-ci, l'échelle de temps beaucoup plus courte fait ressortir les différents évènements de consommation d'ECD au cours d'une journée. On remarque également sur ce même graphique que les données générées par le logiciel DHWcalc (courbe rouge) offre ce même niveau de détails dans la représentation du profil de consommation d'ECD pour une même journée.

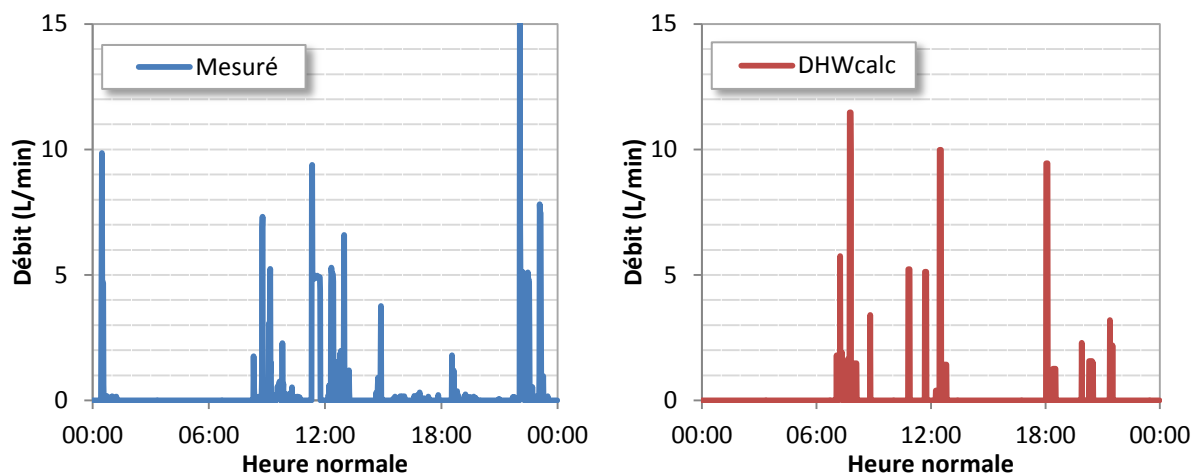


Figure 5.3: Comparaison du profil horaire de consommation d'ECD utilisé pour la simulation de design avec celui mesuré au Triplex Abondance pour le 17 juillet 2011.

5.2.1.2 Température de l'eau de l'aqueduc

L'influence de la température de l'eau de l'aqueduc sur la consommation et la performance des systèmes a également été évaluée. Sur la Figure 5.4, la température minimale journalière mesurée (courbe noire) semble suivre relativement bien le profil de variation saisonnier correspondant aux données compilées en 2003 pour Montréal (courbe bleue) (Marcoux & Dumas, 2004). On remarque, toutefois, des différences entre ces dernières. Dans le pire des cas, pour le mois d'août (c.-à-d. du 212^e au 242^e jour), une différence moyenne de 2,2 °C entre les deux courbes est observable. Pour une consommation journalière moyenne de 225 L/jour pour le mois d'août, cette différence de température peut représenter une différence de 6 % dans l'évaluation de la consommation énergétique associée à l'ECD.

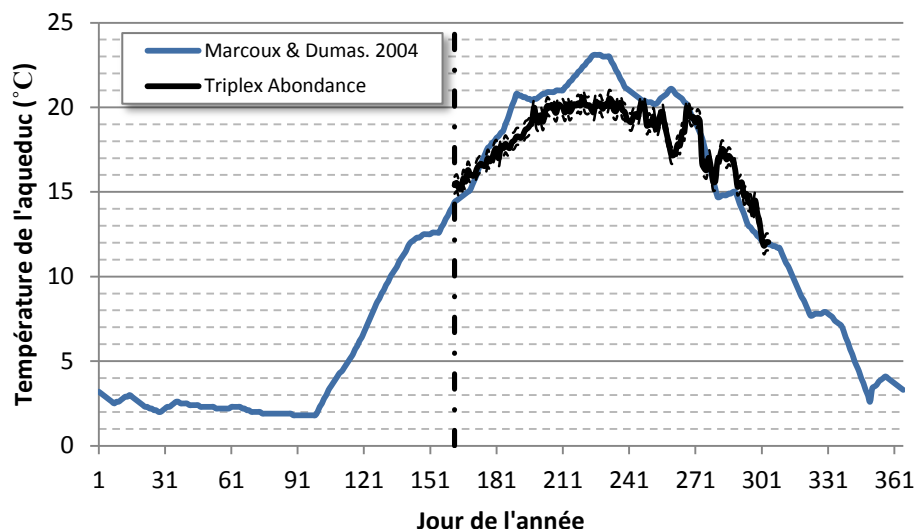


Figure 5.4: Variation journalière de la température de l'aqueduc

5.2.1.3 Température ambiante de la salle mécanique

Étant donné qu'aucun système de conditionnement de l'air n'est utilisé pour contrôler la température de l'air dans la salle mécanique de ce bâtiment, celle-ci est soumise à une forte variation de température annuellement. L'influence de cette température joue un rôle important dans l'évaluation des pertes thermiques associées aux différents composants du système de production d'ECD. Il est donc possible d'observer sur la Figure 5.5 une différence significative entre la température ambiante journalière moyenne de la salle mécanique et la valeur par défaut utilisée pour la simulation de design. Bien qu'il soit réaliste de penser que la température moyenne annuelle soit relativement près de cette valeur par défaut, l'utilisation d'une température fixe pour toute l'année est une source d'erreur pour l'évaluation des pertes thermiques des composants du système d'ECD pour de plus courts intervalles de temps.

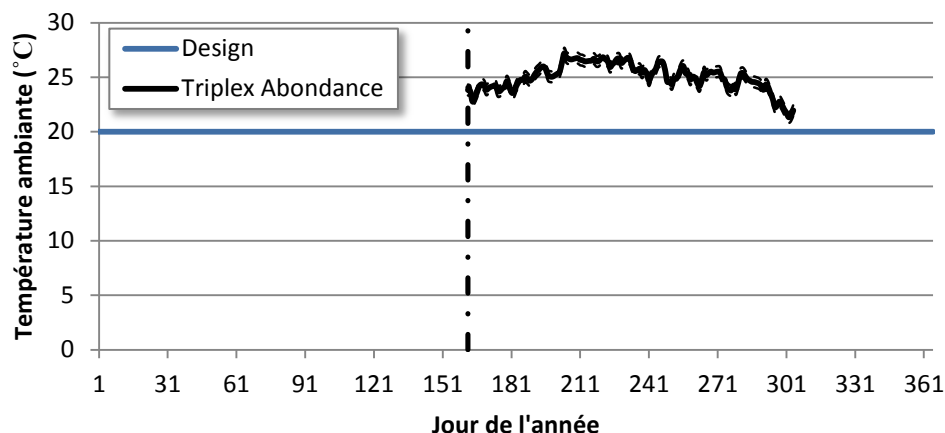


Figure 5.5: Variation journalière de la température ambiante de la salle mécanique

5.2.1.4 Production énergétique des désurchauffeurs

La production énergétique des désurchauffeurs repose principalement sur le fonctionnement des PAC. Pour cette raison, lors de la phase des simulations de design du bâtiment, un fichier basé sur le fonctionnement des PAC, résultats de la simulation des systèmes CVC et sur le potentiel de production d'énergie pour l'eau chaude provenant des données du manufacturier a été généré afin de simuler la production des désurchauffeurs. Celui-ci est donc fortement lié à la qualité des résultats de la simulation des systèmes CVC. Afin d'éliminer l'influence de cette simulation sur les résultats de la simulation du système d'ECD, l'apport réel mesuré pour les désurchauffeurs dans le temps a été utilisé comme données d'entrée pour ce composant.

5.2.2 Résultats

À l'aide des Figure 5.6 et Figure 5.7, l'évolution des deux critères, l'EBMN et le CVEQM, utilisés pour évaluer la qualité des résultats de différents niveaux de calibration sont présentés, dans un premier temps pour la consommation électrique globale du système (pompes et chauffe-eau électrique), et dans un deuxième temps, pour le bilan énergétique des composants du système.

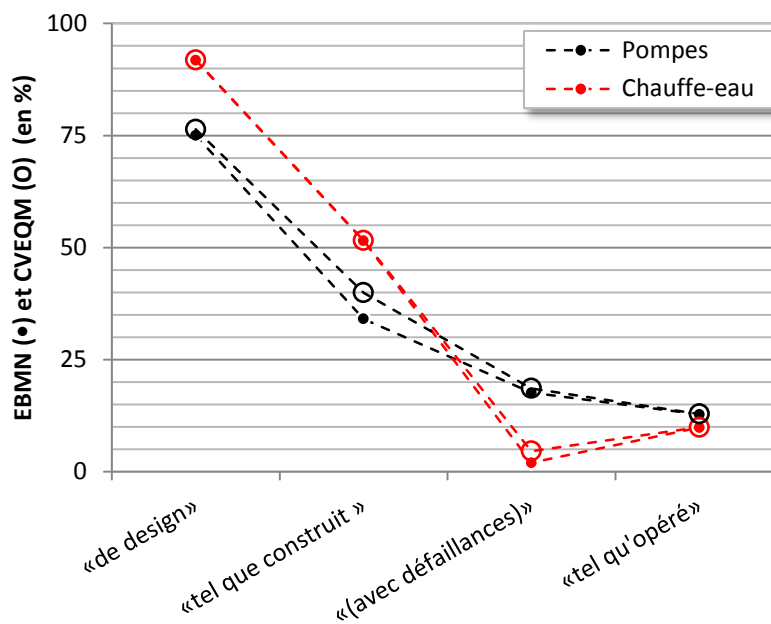


Figure 5.6 : Évolution de l'EBMN et du CVEQM suivant le niveau de raffinement de la calibration pour les résultats de consommation électrique du système de production d'ECD

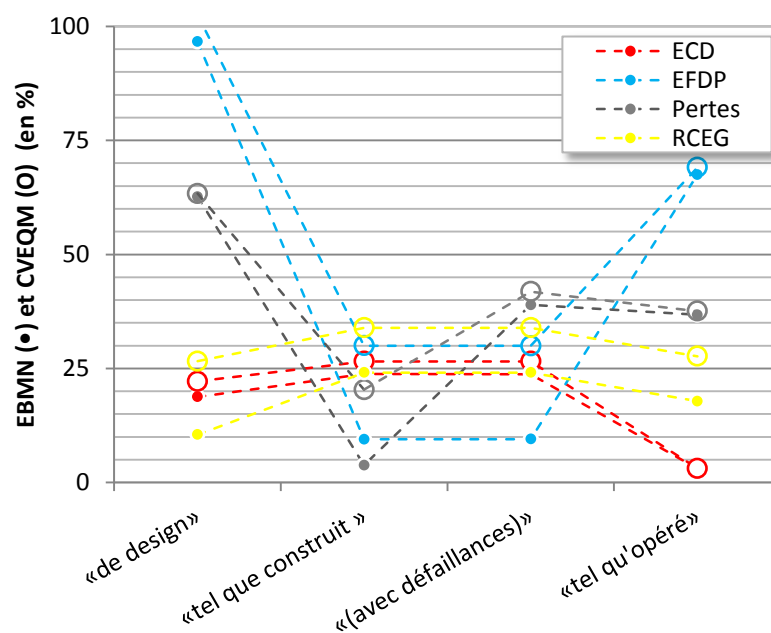


Figure 5.7 : Évolution de l'EBMN et du CVEQM suivant le niveau de raffinement de la calibration pour les résultats de production et consommation énergétique des composants du système de production d'ECD

À la lumière des résultats présentés à la Figure 5.6, on constate qu'il est possible d'augmenter significativement la qualité des résultats de simulation, et ce, avec un minimum d'investissement en terme de coût et de temps. En effet, un gain en précision des résultats est remarquable pour chacun des niveaux de raffinement. De plus, nous obtenons également, pour l'EBMN et le CVEQM, des valeurs près de leur limite théorique associée à l'incertitude de mesure. Dans ce cas-ci, il est donc possible d'obtenir de bons résultats en ayant seulement modifié la simulation de design suivant les données des fiches signalétiques des appareils du système de production d'ECD et en ajoutant les paramètres d'entrée liés au profil de consommation du système (débit d'ECD, température de l'aqueduc et température ambiante) mesurés sur le site.

Il est intéressant de noter que les résultats de simulation pour la consommation électrique du chauffe-eau semblent être meilleurs pour la simulation « tel que construit (avec défaillances) ». Ceci est principalement dû à une combinaison de facteurs (température ambiante, température aqueduc, profil de consommation) qui influencent positivement le résultat final de la simulation. Il est donc fort probable que, sur une base annuelle, les effets positifs de cette combinaison de facteurs ne puissent être observables.

Les résultats de la Figure 5.7 montrent que malgré l'augmentation de la qualité des résultats de la consommation électrique globale de la simulation (Figure 5.6), la qualité des résultats représentant l'apport de chacun des différents composants ne semble pas être significativement affectée par ces niveaux de raffinement de calibration. En effet, à l'exception des éléments (désurchauffeurs, systèmes solaires thermiques) qui ont été éliminés du processus de calibration pour différentes raisons, il n'existe pratiquement aucun effet positif notable sur les RCEG et les pertes (réservoir d'entreposage et tuyauterie). De plus, le gain apparent en précision des résultats pour les pertes de système d'ECD pour la simulation calibrée « tel que construit » provient du fait que les pertes des systèmes solaires thermiques sont prises en compte, ce qui en réalité est erroné puisque ces systèmes, étant hors d'état de marche, ont des pertes pratiquement nulles. Dans ce cas-ci, les résultats de simulation offrent un niveau de détail insuffisant afin de suivre adéquatement la performance de chaque sous-système. La calibration devra nécessairement faire l'objet d'un processus beaucoup plus complexe où chacun des composants est calibré de manière indépendante.

5.3 Calibration par sous-système

Dans la section suivante, le système de production d'ECD est divisé en plusieurs sous-sections afin d'étudier plus en détails chacun de ces systèmes. Plus précisément, le système de production d'ECD a été divisé en trois sous-systèmes : un représentant les douches et les RCEG, un autre, représentant les différents réservoirs de stockage et le chauffe-eau électrique; et finalement, un représentant la boucle de recirculation. Les désurchauffeurs et le système solaire thermique ont été retirés de l'analyse en raison de leur contribution négligeable.

5.3.1 RCEG

5.3.1.1 Douche

Initialement le modèle de douche utilisé avait pour but de calculer les débits d'eau froide et d'eau chaude utilisés par celle-ci en fonction des températures de l'eau (chaude et froide) et du débit total utilisé par la douche. Mais plus spécifiquement, celui-ci avait pour objectif d'évaluer la température à l'entrée du drain de la douche en fonction de la température de l'eau de la douche et d'un coefficient de perte thermique. Suite à l'analyse des données mesurées pour ce bâtiment, les deux principaux éléments pouvant nous éclairer davantage sur la dynamique des douches sont : une bonne connaissance des débits d'eau (totale, chaude et froide) utilisés par celles-ci et la température d'entrée côté drain du RCEG du rez-de-chaussée. Ne disposant d'aucune donnée précise sur la température d'utilisation de la douche, il était difficile de calibrer le précédent modèle pour déterminer la température de drain des douches. Pour cette raison, le modèle des douches a été remplacé par une section de tuyau (TYPE604) où le débit d'alimentation correspond à la consommation d'eau totale de la douche pour une température d'entrée estimée à 40 °C. Cette approche offre l'avantage de modéliser également l'évolution transitoire de la température du drain suite à l'utilisation des douches. Pour la comparaison représentée à la Figure 5.8, une section de tuyau non-isolée ayant comme diamètre celui du drain est utilisée. La longueur « fictive » totale de ce tuyau est donc ajustée afin d'obtenir la température à l'entrée côté drain du RCEG en régime permanent. Par le fait même, la combinaison des dimensions du tuyau et du débit circulant dans celui-ci permettre de modéliser approximativement l'inertie thermique du RCEG.

Sur cette même figure, il est possible d'observer que cette approche (courbe bleue) offre une bonne représentation temporelle de l'évolution de la température mesurée à l'entrée du drain du RCEG du bas (courbe noire). En fait, la limite de cette approche est observée pour des demandes d'eau chaude ne correspondant pas à l'utilisation des douches. Ce modèle ne permet pas de prendre en considération l'influence de l'eau froide circulant dans le RCEG sur l'évaluation de la température de celui-ci. Les sections suivantes vont démontrer que cette mauvaise estimation de la température en entrée au drain des RCEG pour les soutirages d'ECD autres que les douches n'influence pas significativement le bilan global du système.

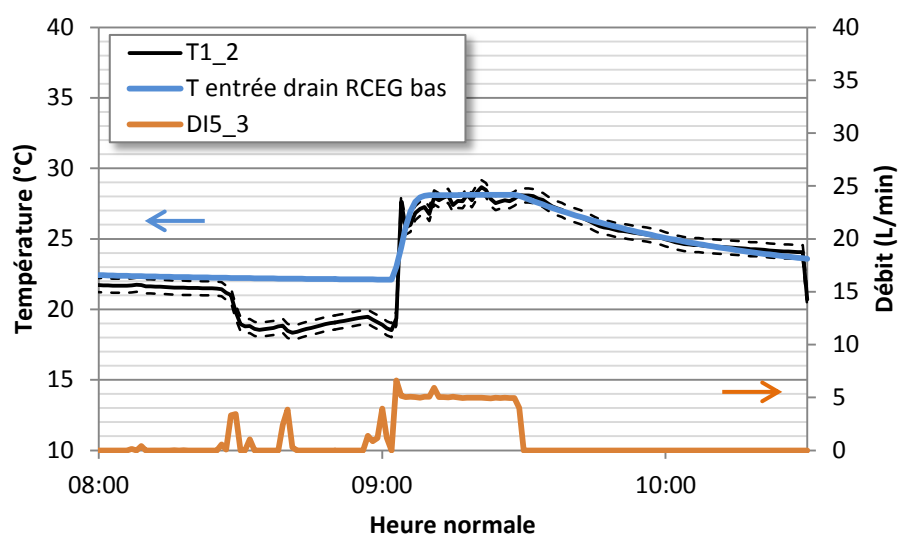


Figure 5.8 : Évolution temporelle de la température à l'entrée côté drain du RCEG du bas lors pendant l'utilisation de la douche du RC.

5.3.1.2 RCEG

Les premiers éléments de production du système d'ECD sont les RCEG. Ceux-ci ont deux principaux modes d'opération. Dans un premier temps, l'EFDP utilisée directement par les douches permet de réduire la consommation d'ECD de la douche. Dans un deuxième temps, ceux-ci réduisent l'apport énergétique nécessaire par les autres composants du système pour atteindre la température de consigne de l'ECD. Dans les deux cas, la température de sortie des RCEG est l'élément clef dans l'évaluation de la contribution énergétique de ceux-ci.

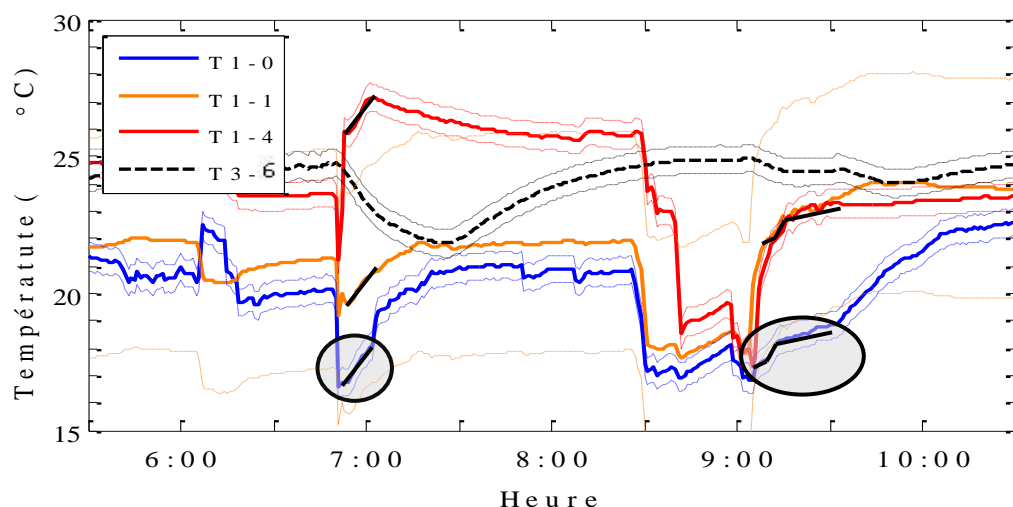


Figure 5.9 : Influence de la conduction thermique dans la tuyauterie sur la mesure de la température aux extrémités des RCEG lors de l'utilisation des douches

Sur la Figure 5.9, il est possible de remarquer que la température de l'aqueduc augmente pendant l'utilisation des douches (détails en noir). En théorie, celle-ci devrait décroître rapidement et se stabiliser lors de demande d'ECD continue. De plus, ce profil d'élévation de température est observable pour les autres points de mesures sur le réseau. Toutefois, il est à noter qu'il existe un léger déphasage temporel plus ou moins grand suivant le débit d'eau circulant dans les RCEG entre ces points de mesures. La première hypothèse émise pour expliquer ce phénomène était que les mesures étaient perturbées par le réchauffement des tuyaux autour des sondes – en d'autres mots que la sonde ne mesurait pas seulement la « vraie » température de l'eau mais aussi la température des tuyaux. Cependant, cette hypothèse a été écartée parce que certaines sondes situées loin du RCEG (par exemple T1-4) sont également affectées. Il semble donc que le phénomène correspond à un réchauffement de l'eau et non une erreur de mesure.

L'hypothèse la plus plausible pour expliquer ce réchauffement de l'eau repose sur l'analyse du bilan thermique de ce système. Initialement, la différence entre les flux thermiques, côté drain et côté ECD, avait été associée aux pertes thermiques ambiantes des RCEG. Des analyses plus détaillées nous permettent d'affirmer que cette différence d'énergie est plutôt destinée à réchauffer l'eau dans la tuyauterie, et ce, en amont de la sonde de température. Sur la Figure 5.10, il est possible d'observer l'inertie thermique de la masse de cuivre du RCEG et de la tuyauterie. Au début de l'utilisation de la douche, le cuivre accumule une portion de l'énergie (bilan positif, c.-à-d. courbe rouge supérieure à la somme des aires verte et bleue) qu'il va ensuite remettre à

l'eau (bilan négatif, c.-à-d. courbe rouge inférieure à la somme des aires verte et bleue). Les pertes thermiques ambiantes sont pratiquement nulles sur la durée totale d'utilisation de la douche. De plus, on remarque également que lors de petites demandes d'ECD, le RCEG permet de récupérer une partie de l'énergie provenant de l'air de la salle mécanique.

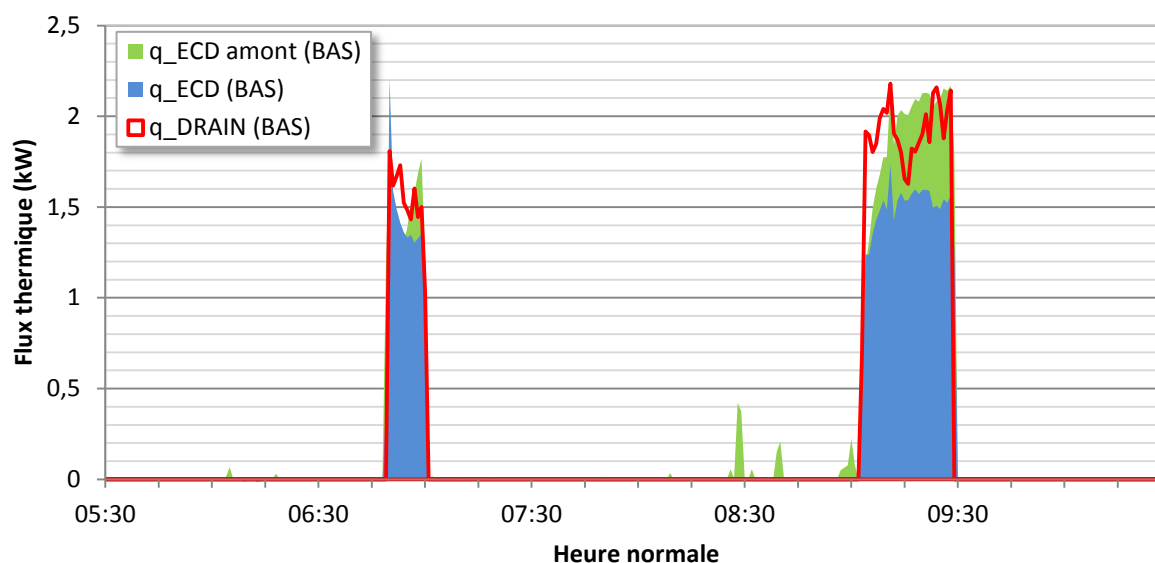


Figure 5.10 : Bilan lié aux flux thermiques pour le RCEG lors de l'utilisation des douches.

Pour les deux modèles de RCEG (c.-à-d. le Powerpipe^{MD} R3-36 et R3-60), il a été possible d'obtenir des données provenant d'essais réalisés en laboratoire. Tout d'abord, les données publiées par l'Université de Waterloo (Collins, 2009) proviennent de tests réalisés en régime permanent pour quatre débits d'entrée différents. Dans tous les cas, les débits d'eau côté drain et côté ECD étaient égaux. Ensuite, les données publiées par Ressources naturelles Canada (NRCan) (Zaloum & al., 2007) proviennent d'une plus grande série de tests et tiennent compte également de l'effet d'inertie thermique des RCEG. Par contre, pour ces derniers les conditions d'utilisation des RCEG ont été modifiées afin d'obtenir également des résultats avec des débits côté drain et côté ECD non égaux. Dans ce cas-ci, la représentation de ces données ne permet pas d'identifier clairement le rapport des débits (drain/ECD) utilisé pour chaque résultat de test. L'effet potentiel de ce rapport des débits sur l'efficacité des RCEG est donc ignoré. Pour cette raison, il est possible d'observer (Figure 5.11) des différences significatives entre les résultats obtenus par ces deux études. Sur cette même figure, les courbes pointillées représentent l'effet probable du rapport des débits sur les résultats. Ceux-ci permettent en quelque sorte de

réconcilier les données de ces deux études. Il est à noter également que le manque d'information concernant les données provenant des essais réalisés par NRCan ne permettait pas d'obtenir une relation directe entre le coefficient global de transfert thermique (UA) et le débit circulant dans les RCEG.

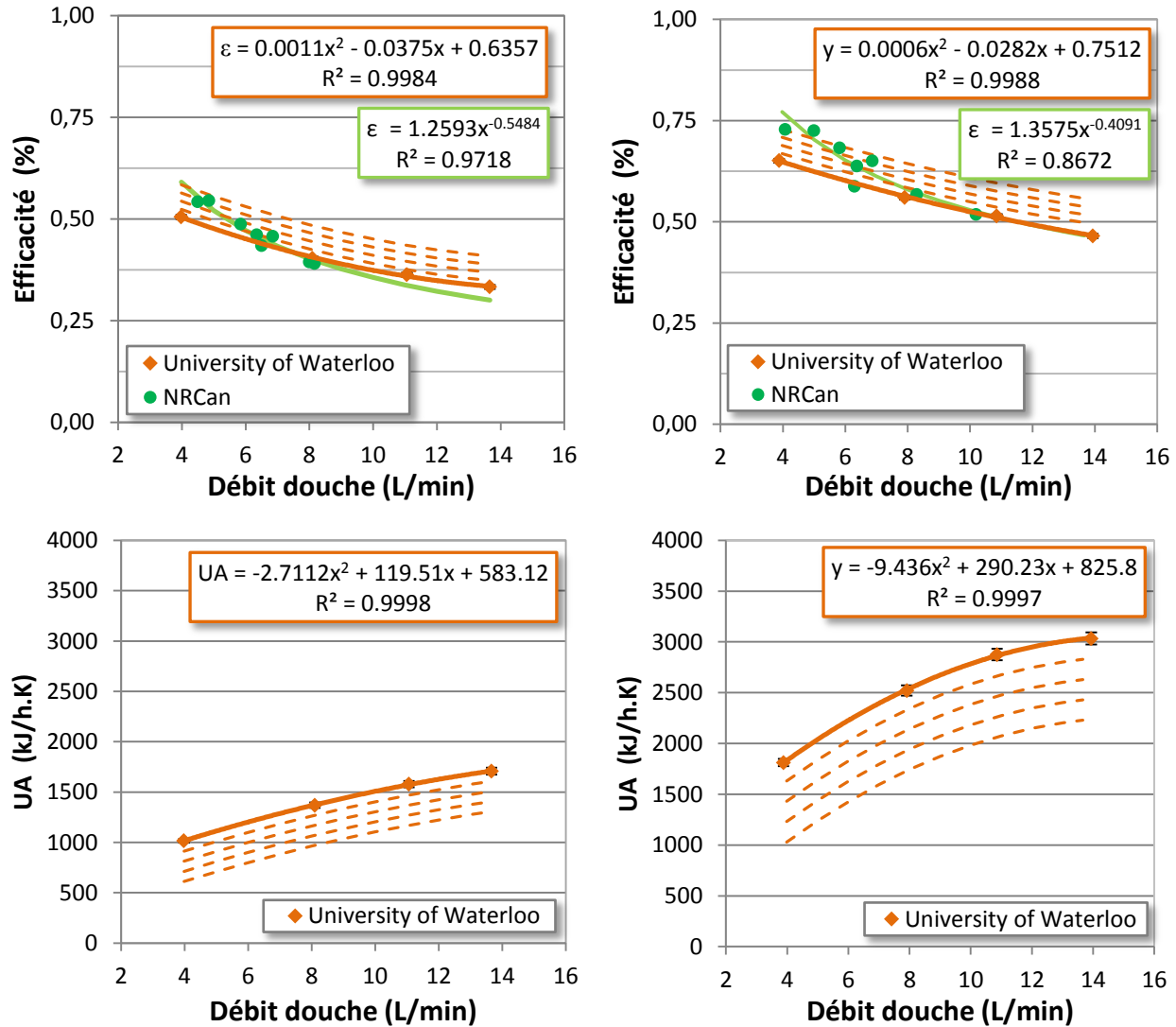


Figure 5.11 : Efficacité et coefficient de transfert thermique global (UA) en fonction du débit pour le Powerpipe^{MD} R3-36 (colonne de gauche) et R3-60 (colonne de droite)

L'efficacité et le UA sont obtenus expérimentalement suivant la méthode efficacité-NTU. Dans un premier temps, le flux de transfert thermique maximal (q_{max}) est obtenu à l'aide de l'équation suivante :

$$q_{max} = C_{min}(T_{DRAIN,entr\acute{e}e} - T_{ECD,entr\acute{e}e}) \quad (5.3)$$

Dans la grande majorité des cas, pour le Triplex Abondance, les conditions d'opérations des RCEG vont faire en sorte que les débits circulant dans les RCEG vont être égaux. Dans ce cas précis, $C_{min} = C_{max}$ et correspond au produit du débit massique et de la chaleur spécifique de l'eau. Par la suite, l'efficacité (ε) est tout simplement obtenue à l'aide de l'équation suivant :

$$\varepsilon = q/q_{max} \quad (5.4)$$

En condition de débits côté drain et côté ECD égaux, le flux thermique (q), associé à chacun de ces côté devrait être équivalent. En pratique, cette affirmation est vraie uniquement en régime permanent et en faisant l'hypothèse que les pertes thermiques sont nulles. Pour la suite de l'analyse, les résultats vont être traités de façon à identifier la provenance (côté drain ou côté ECD) des mesures utilisées pour le calcul du flux thermique. Une fois de plus, l'hypothèse d'opération en condition de débits égaux permet d'obtenir le nombre d'unité de transfert (NTU), ainsi que le coefficient de transfert de chaleur global (UA), à l'aide des équations suivantes :

$$NTU = \frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \quad (5.5)$$

$$UA = C_{min} * NTU \quad (5.6)$$

Les résultats ainsi obtenus, correspondant à un événement d'utilisation des douches pour l'étage supérieur et pour le rez-de-chaussée, sont comparés (Figure 5.12) aux résultats des données extraites des rapports d'essais présentés précédemment. La colonne de gauche présente les résultats pour l'ensemble des données mesurées pour la durée totale des événements analysés (c.-à-d. de 5h30 à 10h30). La colonne de droite présente les mêmes résultats mais pour la deuxième moitié de l'utilisation des douches uniquement. Cette représentation est utilisée pour tenter d'isoler l'effet transitoire des mesures et ainsi, faciliter la comparaison de mesure avec les données d'essai en régime permanent.

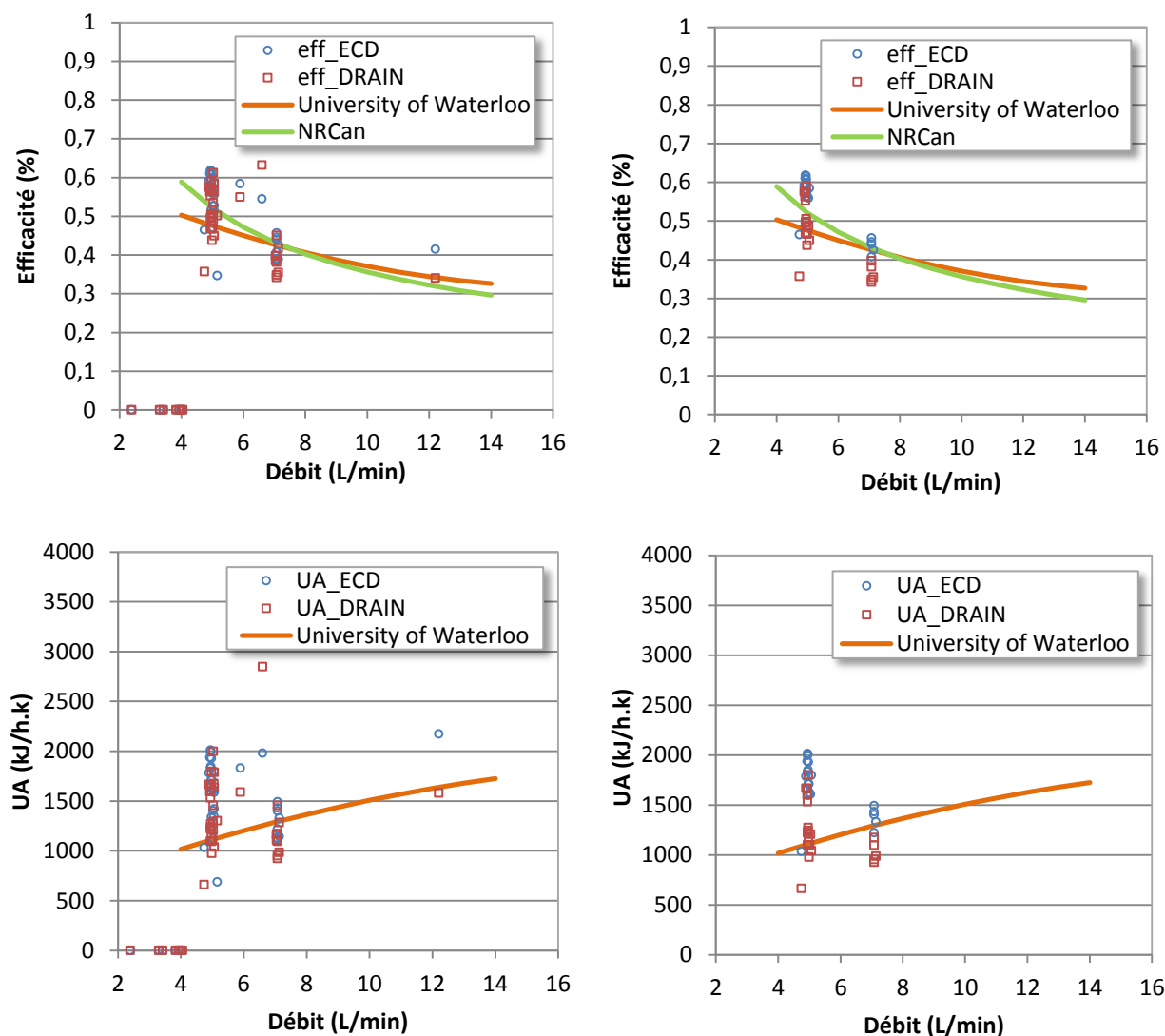


Figure 5.12 : Efficacité et coefficient de transfert thermique global (UA), en conditions d'utilisation réelles, pour le Powerpipe^{MD} R3-36

Pour l'ensemble des résultats présentés à la Figure 5.12, il est possible d'observer une dispersion importante des données relatives à chacune des douches. Cette dispersion est principalement liée à deux choses. Tout d'abord, l'effet du phénomène de réchauffement de la masse thermique du RCEG et de la tuyauterie crée un décalage entre le flux thermique entrant (côté drain) et sortant (côté ECD) de la masse de cuivre. Ce phénomène est plus marqué lorsque l'on observe uniquement les points liés à la fin de l'utilisation (colonne de droite) de la douche du rez-de-chaussée (c.-à-d. avec un débit de 5 L/min) où il existe deux zones distinctes associées à la mesure du flux thermique (coté drain ou ECD). Ensuite, l'influence de l'incertitude associée au

calcul de UA est également significatif. Celle-ci est calculée suivant la méthode des dérivées partielles.

$$\Delta UA = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial UA}{\partial x_i} \Delta x_i \right)^2} \quad (5.7)$$

Pour l'exemple de calcul présenté au Tableau 5.3, l'incertitude relative obtenue à l'aide des mesures est de l'ordre de 25 %, soit approximativement l'étendue de chaque petite zone de dispersion observée sur le graphique inférieur droit de la Figure 5.12.

Tableau 5.3 : Exemple de calcul de l'incertitude de mesure de UA suivant la méthode aux dérivées partielles

$x_i \pm \Delta x_i$	$\partial UA / \partial x_i$	% de l'incertitude
$\dot{m} = 5 \pm 0.2 \text{ [L/min]}$	$\partial UA / \partial \dot{m} = 209.1$	3.06 %
$T_{\text{DRAIN,in}} = 28 \pm 0.5 \text{ [C]}$	$\partial UA / \partial T_{\text{DRAIN,in}} = 209.1$	19.12 %
$T_{\text{DRAIN,out}} = 23 \pm 0.5 \text{ [C]}$	$\partial UA / \partial T_{\text{DRAIN,out}} = -384$	64.49 %
$T_{\text{ECD,in}} = 17 \pm 0.5 \text{ [C]}$	$\partial UA / \partial T_{\text{ECD,in}} = 174.5$	13.33 %
$T_{\text{ECD,out}} = 23 \pm 0.5 \text{ [C]}$	$\partial UA / \partial T_{\text{ECD,out}} = 2.865\text{E-11}$	0.00 %
<hr/>		
$UA = 1045 \pm 239.1 \text{ [kJ/(h*K)]}$		

L'identification des éléments clefs devant être évalué correctement par le modèle numérique demeure probablement le principal critère de sélection dans le choix d'un modèle. Dans le cas particulier des RCEG, la prédiction adéquate de la température de sortie de l'EFDP est sans aucun doute l'élément le plus important. Cette température influence les deux principaux aspects de production de chaleur des RCEG : la réduction de la consommation d'ECD de la douche et le préchauffage de l'ECD. Les modèles numériques utilisés par la suite vont donc être basé sur la relation tirée des essais contrôlés réalisés par l'Université de Waterloo. Et ce, même si une corrélation n'a pu être démontrée hors de tout doute entre ces données et ceux du Triplex Abondance. De plus, bien que ces données ne tiennent pas en compte les cas où les débits côté drain et ECD sont différents, ces événements ne représentent que des cas marginaux pour le Triplex Abondance. L'influence de ces événements ponctuels est donc négligée par le modèle. Finalement, ceux-ci offrent la possibilité d'obtenir une corrélation entre le débit et le UA pour chaque RCED.

Pour la calibration des modèles de RCEG, deux modèles sont utilisés : un modèle standard d'échangeur contre-courant (Type5b) et un modèle sur mesure qui a été développé lors de la

phase de conception. Ce dernier a été développé afin d'obtenir un échangeur à contre-courant qui module son efficacité en fonction des débits circulants dans celui-ci et qui tient compte également du temps de charge et décharge de la masse thermique du RCEG (Picard, 2007). Pour les deux modèles, l'échange thermique est modulé suivant le débit circulant dans celui-ci. Pour le Type5b, le UA est calculé pour chaque pas de temps et est relié à l'entrée correspondante du modèle. Pour le modèle sur mesure, l'équation d'efficacité est insérée dans le code source du modèle. Par la suite, celui-ci calcule à l'interne, pour chaque pas de temps, l'efficacité correspondante eau débit circulant dans celui-ci. La Figure 5.13 et la Figure 5.14 comparent les résultats de simulation aux données de monitoring pour ces deux modèles. Tout d'abord en comparant ces deux figures, il est possible de remarquer que ces modèles offrent des résultats pratiquement identiques. Toutefois, le modèle développé lors de la phase de conception du bâtiment (Figure 5.13) offre une meilleure représentation de la température de sortie du RCEG (côté ECD) pour les premières minutes d'utilisation des douches. La constante de temps utilisée par ce modèle pour simuler l'inertie thermique des RGEC, permet de mieux représenter la température de sortie initiale (T1-1 et T1-4) ainsi que son évolution temporelle pour les premières minutes d'utilisation des douches. Dans les deux cas, il est possible d'observer certaines limites de ces modèles. Premièrement, aucun de ces modèles n'est capable de modéliser correctement la température pour les périodes sans débit d'eau du côté drain. Dans ces conditions, la température de sortie (côté ECD) affichée correspond à la température à l'entrée du RCEG. Deuxièmement, et de manière plus critique, aucun des deux modèles ne parvient à modéliser correctement la température de sortie des RCEG pour la douche de plus longue durée. Ceci est expliqué par le fait qu'ils ne parviennent pas à modéliser l'énergie transmise, en amont, dans la tuyauterie par les RCEG.

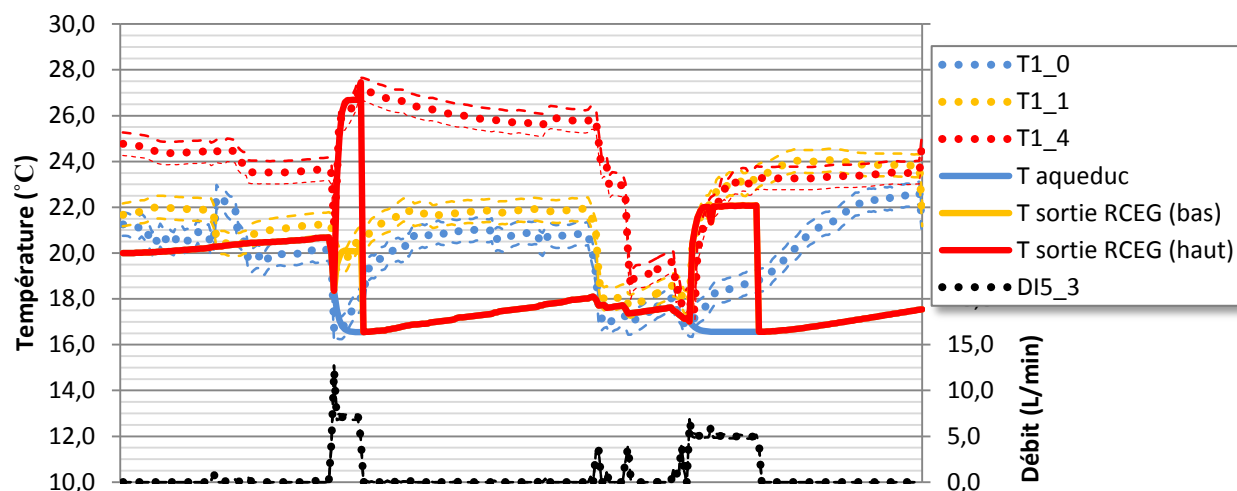


Figure 5.13: Comparaison des résultats de simulation (trait plein) des RCEG, pour le modèle à efficacité modulé par le débit, aux données de monitoring (trait pointillé) du Triplex Abondance

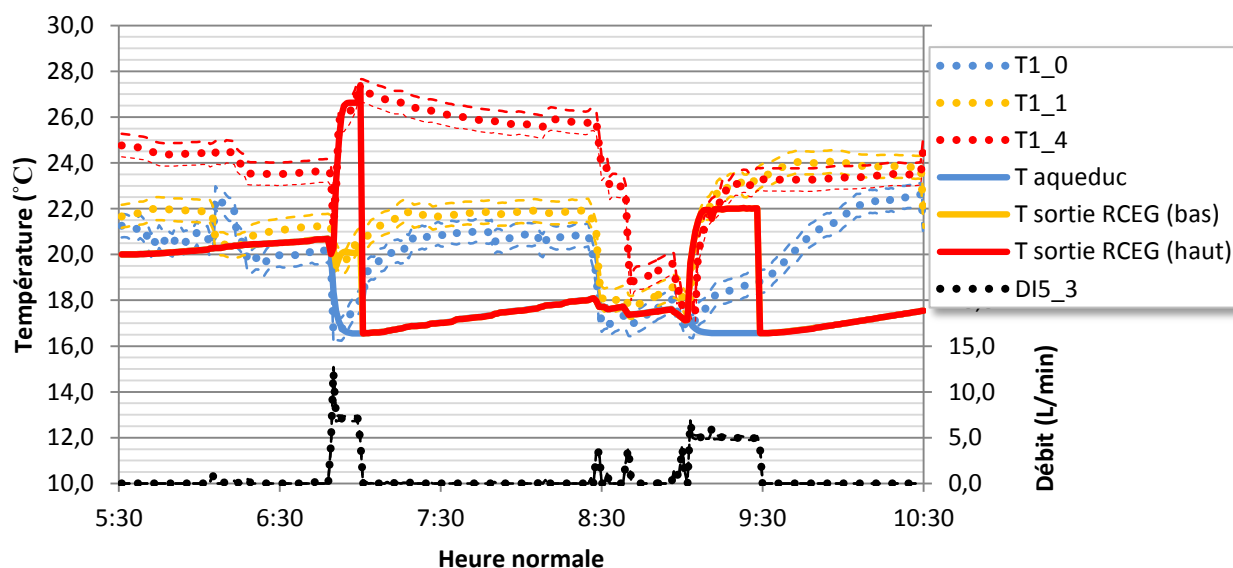


Figure 5.14 : Comparaison des résultats de simulation (trait plein) des RCEG, pour le modèle TRNSYS standard d'échangeur à contre-courant, aux données de monitoring (trait pointillé) du Triplex Abondance

Pour la suite de l'analyse, le modèle standard TRNSYS d'échangeur de chaleur à contre-courant (Type5b) est utilisé. En fait, celui-ci a comme principal avantage le fait que son coefficient global de transfert thermique (UA) est facilement modifiable puisqu'il correspond à une des entrées du modèle. Contrairement au modèle maison où l'efficacité est calculée suivant une équation interne au modèle, ce qui nécessite modifier le code source de ce modèle pour tout ajustement apporté à

l'équation d'efficacité. Pour cette raison, il est plus facile de d'adapter le modèle standard (Type5b) dans le cadre d'un processus de calibration. La Figure 5.15 présente des résultats de simulation pour ce modèle où l'équation de UA, pour le RCEG du bas, a été augmentée de 35 %. L'utilisation de ce facteur de correction qui modélise en quelque sorte le phénomène de conduction dans la tuyauterie, permet de mieux représenter la température de sortie des RCEG lors de douches de plus longue durée. Par contre, la performance des RCEG au début des douches est légèrement surestimée par cette approche. On remarque sur cette figure que la température de sortie des RCEG devient légèrement supérieure à la courbe d'incertitude associée à cette mesure. Malgré cela, l'utilisation de ce facteur de correction pour modifier le UA des RCEG offre une meilleure évaluation du bilan énergétique et de la température de sortie des RCEG.

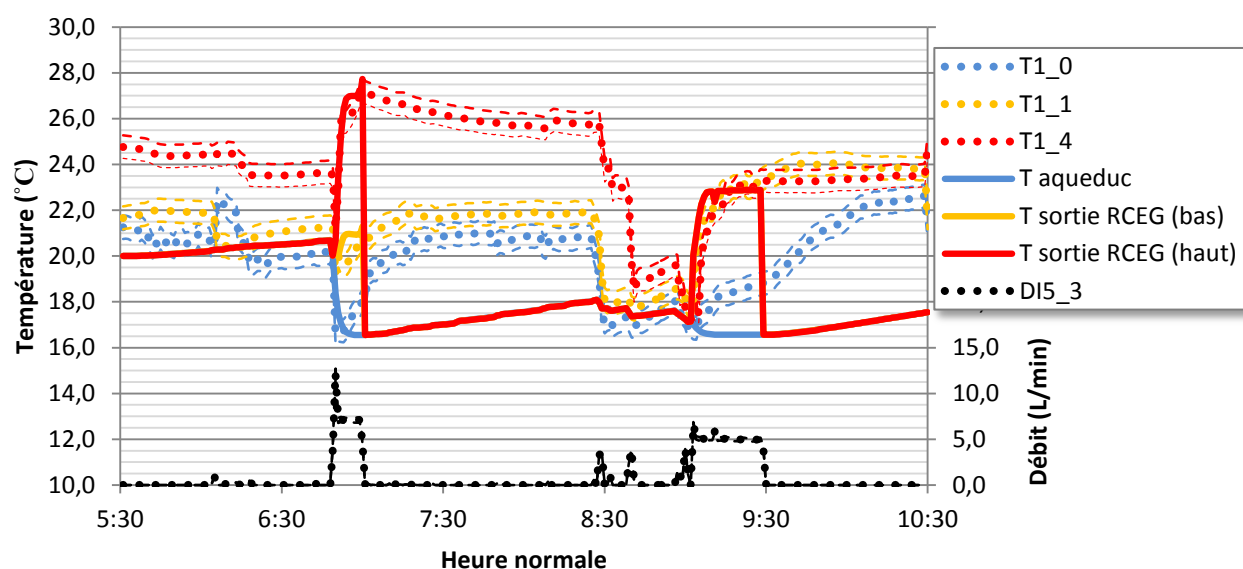


Figure 5.15 : Influence du facteur de correction de UA sur la précision des résultats de simulation (trait pointillé) des RCEG, pour le modèle TRNSYS standard d'échangeur à contre-courant

Dans la section précédente, il a été démontré que certains modèles de tuyau dans TRNSYS permettent de représenter correctement l'évolution temporelle de la température de l'eau pour les périodes sans débit. Pour cette raison, des sections de tuyau (Type604) ont été ajoutées après chaque RCEG afin d'améliorer les profils de température pour les périodes sans débit. Comme il est possible de constater sur la Figure 5.16, cette approche offre une nette amélioration quant à la représentation temporelle des profils de température. Par contre, dans ce cas-ci, deux éléments influence significativement la qualité des résultats. Tout d'abord, le RCEG supérieur étant localisé dans un espace confiné (c.-à-d. dans un des murs du rez-de-chaussée), il est réaliste de

croire que la température de cette espace ne corresponde pas tout à fait à la température ambiante de la salle mécanique. Ceci expliquerait pourquoi la température de la sortie du RCEG supérieur (T1-4) semble tendre vers une température supérieure à la température mesurée dans la salle mécanique (24 °C) après une douche des étages supérieurs. Ensuite, le débit circulant côté drain des RCEG est déterminant dans l'évaluation des températures de sortie des RCEG. En fait, ce débit n'étant pas directement mesuré, mais plutôt déterminé indirectement par d'autres mesures et sur un certain nombre d'hypothèses, il est possible que celui-ci ne soit pas fidèlement représenté. On remarque (Figure 5.16) que pour le dernier pas de temps de la simulation le débit de la deuxième douche est mal représenté, ce qui engendre une baisse considérable sur la température de sortie des RCEG. Finalement, il est à noter que malgré le fait que les profils de température à la sortie des RCEG soient mieux représentés sur l'ajout de modèle de tuyau, ceci n'a que peu d'impact sur le bilan énergétique global du système. En fait, il est possible d'observer (Figure 5.16) que pour les événements de faible consommation d'ECD, sans utilisation des douches, la température de sortie de RCEG devient rapidement égale à la température de l'aqueduc.

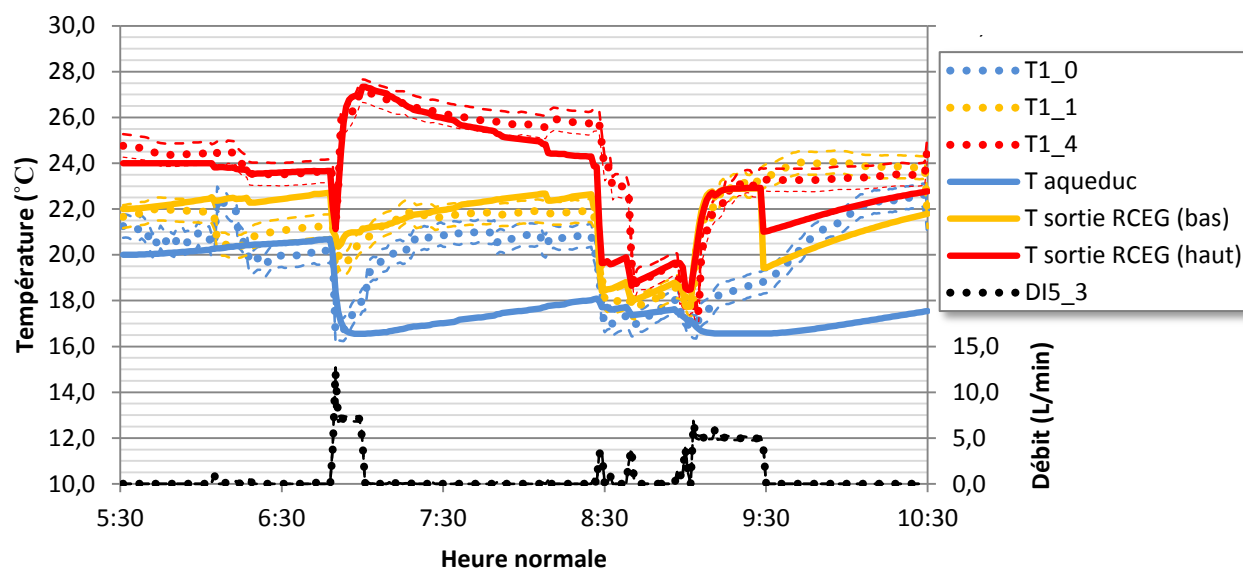


Figure 5.16 : Influence de l'ajout de la tuyauterie sur la précision des résultats de simulation (trait plein) des RCEG, pour le modèle TRNSYS standard d'échangeur à contre-courant

5.3.2 Réservoirs de stockage

Les principaux réservoirs de stockage sont largement sous-utilisés en raison de l'arrêt complet des systèmes solaires thermiques et de la production énergétique quasi inexistante des désurchauffeurs. Il est tout de même possible d'observer certains aspects intéressants dans l'utilisation de ce grand volume de stockage. La Figure 5.17 présente les profils de température de l'eau pour l'entrée (T1-0) et la sortie de système de stockage (T1-15) (c.-à-d. juste avant l'entrée du chauffe-eau électrique), ainsi que celle de la température de la salle mécanique (T3-6). Sur cette figure il est possible d'observer, une période de sept jours, où les profils de température à l'entrée du chauffe-eau électrique (T1-15 et T3-5) diffèrent significativement du reste de la période d'analyse. En pratique, cette période correspond au moment où la pompe de recirculation a été mise à l'arrêt. Pour cette période, on remarque que la température à l'entrée du chauffe-eau électrique est égale à la température ambiante de la salle mécanique (T3-6). L'importance du volume de stockage va, par gains ou pertes thermiques, amener la température de l'eau à la température ambiante, et ce, peu importe l'apport énergétique des RCEG et des désurchauffeurs. Ceci n'est pas une mauvaise chose en soit étant donné que la salle mécanique est un espace non conditionné et que l'élévation de température de l'eau entre l'entrée et la sortie est en moyenne de 7 °C. Malgré la présence d'isolant dans tout le circuit, le temps de résidence de l'eau dans le système est suffisamment long pour permettre à celle-ci d'atteindre la température de la salle mécanique. Pour un volume de stockage de 1180 L et une consommation journalière de 287 L, il faut au minimum quatre jours pour que l'eau parcourt le chemin de l'entrée de l'aqueduc jusqu'à l'entrée du chauffe-eau électrique.

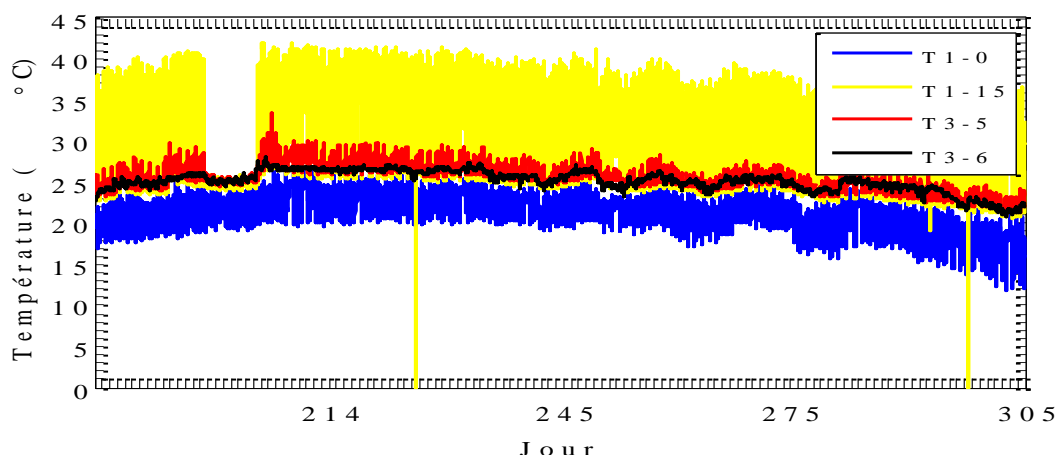


Figure 5.17 : Influence du volume de stockage d'ECD sur la température de l'eau à l'entrée du chauffe-eau électrique.

Pour la période où la pompe de recirculation est en marche, on remarque une énorme différence entre les mesures de température (T1-15) et (T3-5). Bien que celle-ci mesure virtuellement la même température sur le réseau en pratique, la sonde de température (T3-6) est située beaucoup plus loin de l'entrée du chauffe-eau électrique. Cette différence de positionnement permet d'observer l'ampleur de la conduction thermique générée par l'utilisation de la boucle de recirculation. En fait, plus la sonde de température est située près de l'entrée du chauffe-eau, et par le fait même, près du retour de la boucle de recirculation, plus celle-ci mesure des températures élevées. La Figure 5.18 permet de visualiser, plus en détails, l'influence de la boucle de recirculation sur le profil de température à l'entrée du chauffe-eau. Il devient évident que, malgré ce phénomène de conduction thermique dans la tuyauterie, la température à l'entrée du chauffe-eau électrique, lors d'évènement de soutirage d'ECD, correspond à la température ambiante de la salle mécanique.

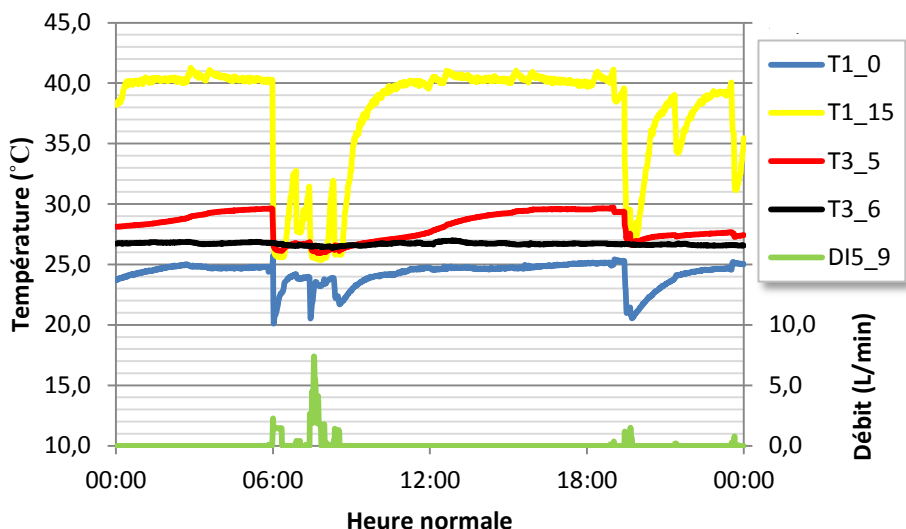


Figure 5.18 : Influence du volume de stockage d'ECD sur la température de l'eau à l'entrée du chauffe-eau électrique pour une journée en période d'utilisation de la pompe de recirculation.

Tant que les systèmes solaires seront à l'arrêt, la dynamique des réservoirs ne sera que très peu affectée par la production des RCEG et des désurchauffeurs. Ceci rend triviale l'utilisation de modèles numériques pour modéliser cette portion du système. Ainsi donc, dans ces conditions, l'utilisation de la température ambiante de la salle mécanique mesurée sur le site peut être suffisante comme paramètre d'entrée pour le modèle de chauffe-eau électrique.

5.3.3 Chauffe-eau électrique

Pour la calibration liée au chauffe-eau électrique, la méthodologie utilisée repose principalement sur les résultats d'une étude comparative et de validation expérimentale de différents modèles numériques 1-D de chauffe-eau électriques (Allard & al., 2010). Principalement, cette étude souligne l'importance du choix de l'approche de modélisation numérique (c.-à-d. piston ou nodale), des coefficients de transfert thermique et de déstratification, ainsi que de la disposition des différents éléments (c.-à-d. entrée/sortie d'eau, éléments chauffants et thermostats). Dans cette étude, il a été démontré que les modèles basés sur une approche nodale, où le réservoir est divisé en un nombre fixe de volume d'eau, offre de meilleurs résultats que ceux basés sur l'approche piston, où le volume de stockage correspond à une série de volume se déplaçant de l'entrée vers la sortie et dont la taille est déterminée par le débit d'eau et le pas de temps de la simulation. Ceci est vrai à condition que le nombre de nœuds (c.-à-d. volume d'eau) utilisé par

l'approche nodale soit suffisant. L'avantage des modèles de type nodal sur ceux de type piston est observable tant sur le plan de l'évaluation de la consommation énergétique, que sur la représentation temporelle de la mise en fonction des éléments chauffants. De plus, pour la modélisation de chauffe-eau électriques, le TYPE 534 de TRNSYS, modèle de réservoir vertical cylindrique, a été identifié comme celui offrant les meilleurs résultats. C'est donc ce dernier qui a été utilisé pour la suite de la calibration du chauffe-eau électrique.

L'évaluation de la consommation énergétique du chauffe-eau est en grande partie liée aux pertes thermiques de celui-ci. Pour le Triplex Abondance, les pertes thermiques en attente pour le chauffe-eau ont été calculées pour des périodes où aucune demande d'eau chaude n'a été mesurée. Sur la Figure 5.19, la consommation énergétique et le temps que met le chauffe-eau pour compléter un cycle complet (c.-à-d. passer d'un état complètement chargé jusqu'au suivant) sont utilisés pour calculer le coefficient global de transfert thermique (UA_{res}) des parois du réservoir. Ce coefficient est obtenu à l'aide de l'équation suivante :

$$UA_{res} = \frac{E}{\Delta t (T_{res} - T_{amb})} \quad (5.8)$$

Où dans ce cas-ci les variables représentent respectivement :

E = l'énergie fournit par les éléments chauffants [Wh];

Δt = la durée totale du cycle de recharge [h];

T_{res} = la température moyenne du réservoir [°C];

T_{amb} = la température moyenne de la salle mécanique [°C].

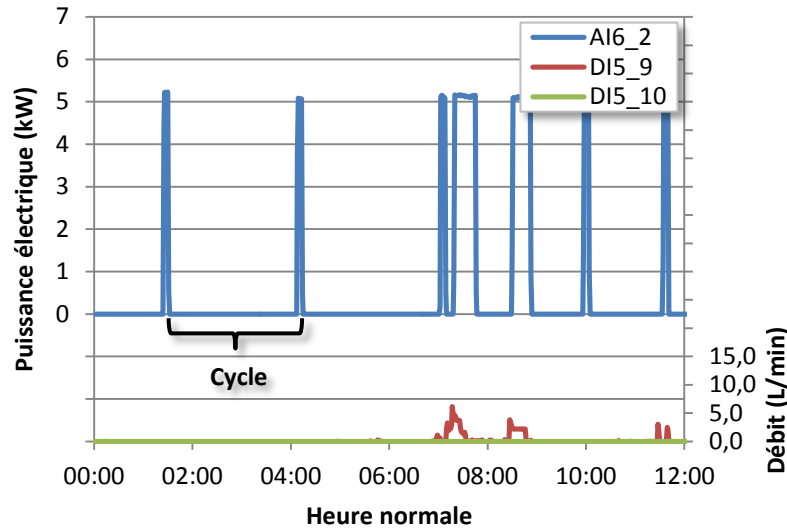


Figure 5.19: Représentation d'un cycle de recharge complet du chauffe-eau électrique lié aux pertes en attente pendant la période sans recirculation

Au total, 8 cycles ont pu être identifiés pendant la période sans recirculation. Le UA moyen calculé pour cette période est de 5,1 W/K. Par contre, malgré le faible échantillon de mesure, il a été possible d'observer un écart significatif entre les différentes valeurs de UA calculées (plage de mesure allant de 4,6 à 5,7 W/K pour le coefficient global de transfert thermique du réservoir). En fait, la courte période de temps (environ 2h30) de chacun des cycles et le fait qu'aucune donnée actuelle ne permet de mesurer la température moyenne réelle du réservoir influencent significativement la valeur calculée pour ce paramètre. De plus, il a également été démontré (Cruickshank & Harrison, 2010) que l'utilisation d'un UA moyen basé sur cette méthode peut induire une erreur de l'ordre de 10 % dans l'évaluation des pertes thermiques d'un réservoir. Pour cette raison, la valeur moyenne calculée pour le UA sera ajustée par la suite dans le processus de calibration afin d'améliorer les résultats de celle-ci.

Un autre aspect important dans la modélisation de réservoir est le phénomène de déstratification (c-à-d. le phénomène de diffusion thermique) dans le réservoir. Il a été démontré (Allard & al., 2010) que l'utilisation de modèles numériques prenant en compte ce phénomène offre une meilleure évaluation de la consommation énergétique pour de faibles ratios de consommation d'ECD journalière sur le volume du réservoir. Cette déstratification est le résultat de la conduction thermique de l'eau (k_{eau}) contenue dans le réservoir et celle de la paroi (k_{paroi}) de celui-ci. Par conséquent, le terme de conduction verticale globale (k_{des}) est de 2.62 W/m K pour ce

modèle 1-D et représente la somme de ces deux voies de conduction. Celui-ci peut être calculé (Klein & al, 2010) comme :

$$k_{des} = k_{eau} + k_{paroi} \frac{A_{t_{paroi}}}{A_{t_{eau}}} \quad (5.9)$$

Où dans ce cas-ci les variables représentent respectivement :

k_{eau} = la conduction thermique de l'eau (0,63 W/m.K);

k_{paroi} = la conduction thermique de la paroi d'acier (50 W/m.K);

$A_{t_{paroi}}$ = l'aire transversale de la paroi du réservoir (0,011 m²);

$A_{t_{eau}}$ = l'aire transversale de l'eau dans le réservoir (0,287 m²).

Dans ces conditions, la consommation totale du chauffe-eau électrique pour la période sans recirculation est de 72 kWh et celle estimée par le modèle est de 78 kWh pour cette même période. En modifiant le coefficient global de transfert thermique UA du réservoir à 4 W/K, il est possible de faire correspondre les résultats du modèle aux mesures réalisées sur le site.

Finalement, la représentation temporelle des événements de chauffage est directement liée aux paramètres associés au fonctionnement des éléments chauffants. Dans ce cas-ci, la température de consigne de l'eau (60 °C) correspond à la température maximale de l'eau mesurée à la sortie du réservoir, la puissance électrique des éléments chauffants (5,15 kW) correspond à la valeur moyenne mesurée pour le chauffe-eau électrique, la position verticale des éléments et de leur thermostat est basée sur les données du fabricant, et enfin, les bandes mortes du thermostat du haut (10 °C) et du bas (5 °C) correspond aux valeurs généralement utilisées pour ce type d'appareil. Il est possible d'observer sur la Figure 5.20 que la combinaison de ces paramètres offre également une bonne représentation temporelle des événements de chauffage.

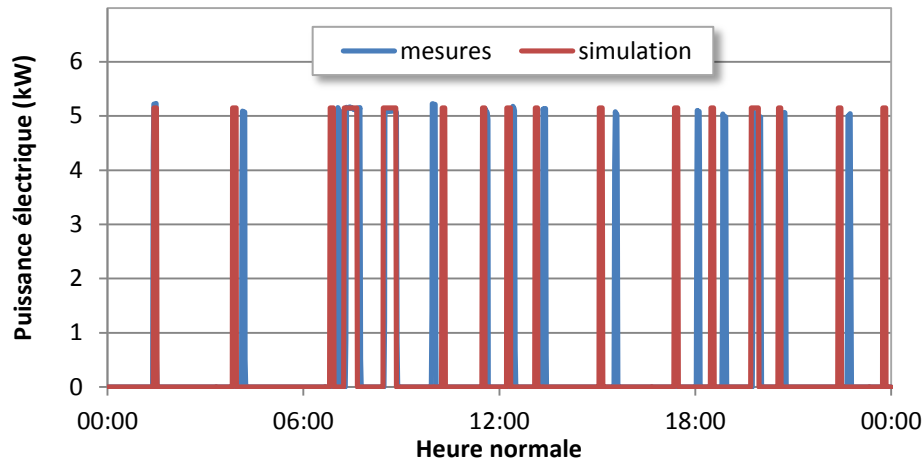


Figure 5.20: Représentation temporelle de la mise en fonction des éléments chauffant pour la dernière journée de la période sans recirculation

5.3.4 Système de recirculation

Initialement, l'analyse énergétique liée à la boucle de recirculation devait reposer sur la différence entre la température d'alimentation et de retour de l'eau. Puisque la pompe de recirculation fonctionne en continu, cette différence de température est pratiquement nulle. Pour cette raison, l'approche utilisée pour mesurer l'impact énergétique de ce système est basée sur le changement de la consommation énergétique du chauffe-eau électrique lors de la mise en route de la pompe de recirculation.

$$q_{tot} = q_{chauffe-eau} + q_{tuyau} \quad (5.10)$$

$$\frac{E}{\Delta t} = UA_{res}(T_{res} - T_{amb}) + UA_{tuyau}(T_{tuyau} - T_{amb}) \quad (5.11)$$

Où dans ce cas-ci, les variables ne figurant pas dans l'équation 5.8, représentent :

q_{tot} = la consommation électrique totale du chauffe-eau avec recirculation continue [W];

$q_{chauffe-eau}$ = la consommation électrique totale du chauffe-eau sans recirculation [W];

q_{tuyau} = les pertes thermiques supplémentaires associées au fonctionnement de la boucle de recirculation [W];

UA_{tuyau} = le coefficient global de transfert thermique de la boucle de recirculation [W/K];

T_{tuyau} = la température moyenne dans la boucle de recirculation [°C].

Le UA du chauffe-eau ayant été calculé dans la section précédente, seul le flux thermique global (q_{tot}) doit être calculé afin de déterminer le coefficient global de transfert thermique de la tuyauterie de la boucle de recirculation (UA_{tuyau}). Pour ce faire, les pertes thermiques en attente pour le chauffe-eau et celles de la tuyauterie ont été calculées pour une période où aucune demande d'eau chaude n'a été mesurée. Sur la Figure 5.21, la consommation énergétique et le temps que met le chauffe-eau pour compléter un cycle complet (c.-à-d. passer d'un état complètement chargé jusqu'au suivant) sont utilisés pour calculer le flux thermique global du système chauffe-eau et boucle de recirculation. On remarque sur cette figure que, contrairement au cas des pertes en attente du chauffe-eau sans recirculation, deux événements de chauffage sont représentés dans un même cycle. Le premier événement de chauffage sert à recharger complètement le réservoir et le deuxième à recharger l'eau de la tuyauterie de la boucle de recirculation. Le délai entre ces deux événements est donc principalement lié au temps que met la pompe de recirculation à remplacer le volume d'eau dans la boucle de recirculation. C'est également pour cette raison qu'il est possible d'observer (Figure 5.21) une élévation de la température de retour de la boucle de recirculation (courbe rouge) entre ces deux périodes de chauffage.

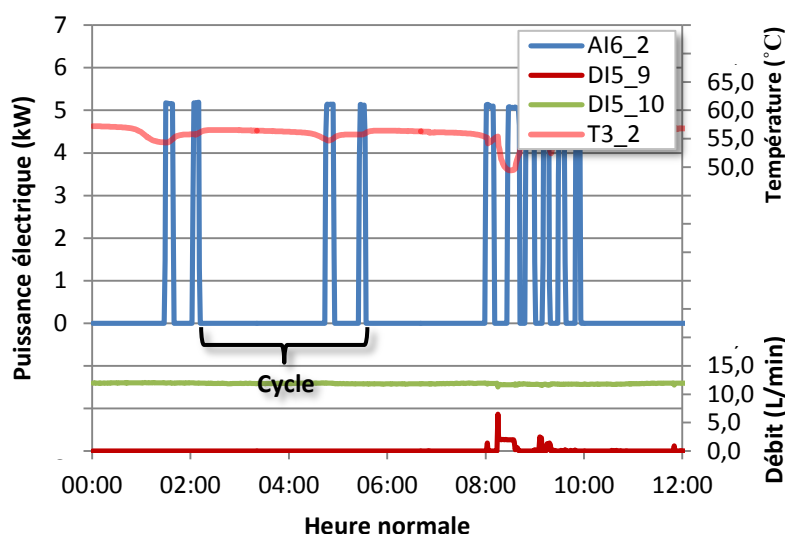


Figure 5.21: Représentation d'un cycle de recharge complet du chauffe-eau électrique lié aux pertes en attente et celle de la boucle de recirculation pendant la période avec recirculation

Pour la période avec recirculation, un cycle complet de recharge du chauffe-eau consomme en moyenne 1,5 kWh sur une période de 3h20. Les pertes thermiques globales du système chauffe-

eau et de la boucle de recirculation fonctionnant en continu est donc de 450 W. Connaissant les pertes thermiques globales du système chauffe-eau et de la boucle de recirculation, les pertes thermiques en attente du chauffe-eau seulement, la température moyenne de la boucle de recirculation (56,0 °C) et la température ambiante (26,8 °C) pendant la durée de l'essai, il est possible d'isoler le UA_{tuyau} dans l'équation 5.11. Le coefficient global de transfert thermique pour la tuyauterie de la boucle de recirculation est de 11 W/K, soit près de 3 fois supérieur aux pertes en attente du chauffe-eau électrique.

L'impact énergétique du système de recirculation sur la consommation du chauffe-eau électrique est principalement lié au débit d'eau provenant de cette boucle de recirculation qui traverse le chauffe-eau. Bien que ce débit soit grandement affecté par les pertes thermiques de la boucle de recirculation, le débit total de recirculation ainsi que la température de mélange contrôlée par la vanne thermostatique sont des facteurs à considérer. Tout d'abord, il est possible d'observer sur la Figure 5.22 que le débit total de recirculation (courbe en mauve) est affecté par le profil de consommation d'ECD. En fait, à cause de la baisse de pression dans le système associée à la consommation d'ECD, le débit total de recirculation est réduit en moyenne de 10 %. On note également cette influence sur la portion du débit de recirculation qui travers le chauffe-eau électrique (courbe en rouge). Il est à noter qu'aucune donnée concernant le ratio d'eau de recirculation traversant le chauffe-eau n'a été enregistrée au début de la période de mesure dû à un bris de l'un des débitmètres.

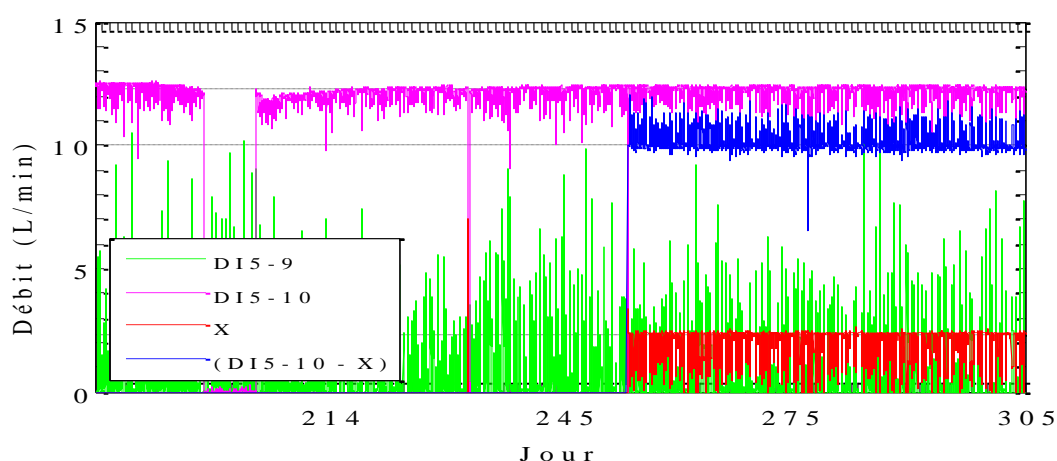


Figure 5.22: Influence de la consommation d'ECD sur le débit d'eau circulant dans la boucle de recirculation.

La portion du débit d'eau de recirculation traversant le chauffe-eau est directement liée au réglage de la vanne thermostatique. Sur la Figure 5.23, il est possible d'observer la température de mélange sortant de la vanne (T3-1) qui reste relativement constante (c.-à-d. 57 °C) pour les périodes sans consommation d'ECD. Il est également possible de constater sur cette même figure que cette température de mélange diminue considérablement lors de demande d'ECD, et ce même si la température de sortie du chauffe-eau électrique (T3-0) reste relativement constante.

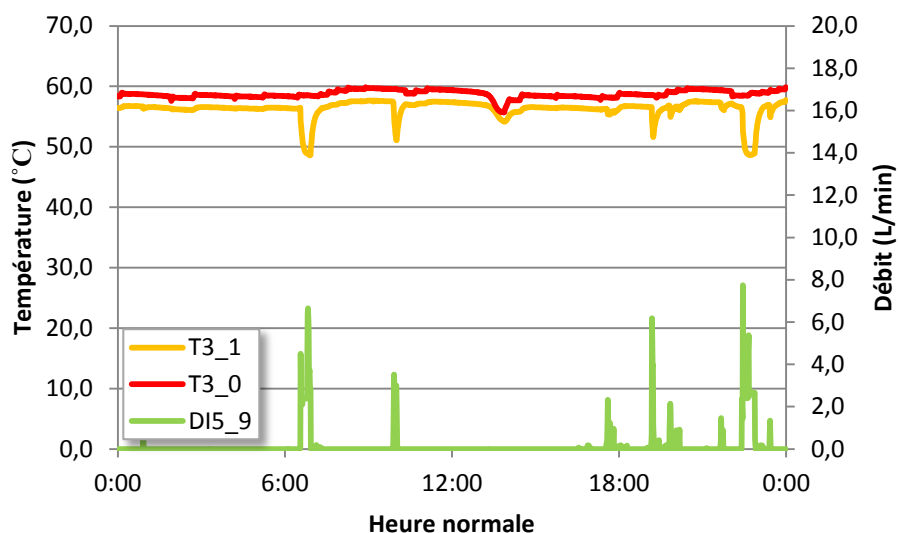


Figure 5.23: Température de consigne de la vanne thermostatique pendant la période avec recirculation

La différence entre les températures de mélange observées précédemment est principalement liée au fait que la vanne thermostatique est en réalité composée de deux vannes thermostatiques distinctes (Figure 5.24). La vanne thermostatique inférieure est utilisée pour contrôler la température d'alimentation de la boucle de recirculation, et la vanne thermostatique supérieure, pour contrôler la température d'alimentation de l'ECD.

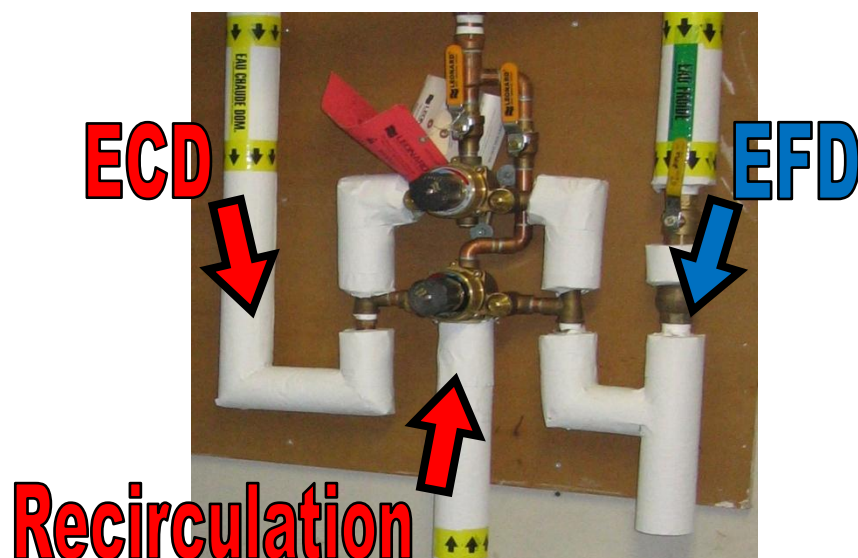


Figure 5.24: Configuration des branchements d'eau à la vanne thermostatique

Idéalement, ces deux vannes thermostatiques devraient avoir le même réglage de température. Cependant, à la lumière des résultats présentés à la Figure 5.25, il est possible de confirmer que le réglage sur la température de mélange de la vanne thermostatique supérieure est de 50 °C, ce qui correspond au réglage fait en usine pour ce modèle de vanne thermostatique. La température de 57 °C observée pour la période avec recirculation (Figure 5.23) est donc liée à un mauvais ajustement de la vanne thermostatique inférieure.

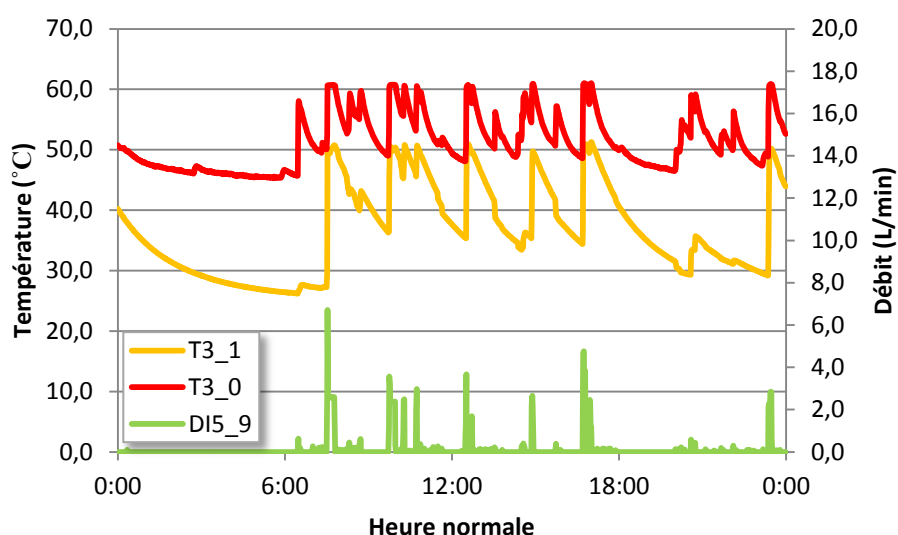


Figure 5.25: Température de consigne de la vanne thermostatique pendant la période sans recirculation

En utilisant ces paramètres (UA_{tuyau} , températures de réglage pour la vanne thermostatique) calculés précédemment, en plus de prendre en compte les effets sur la fluctuation du débit de recirculation lors de demande d'ECD et de la période où le système de recirculation a été mis à l'arrêt, la consommation totale du chauffe-eau électrique estimée par le modèle est de 2330 kWh. Ce nombre est virtuellement identique à la consommation réelle du chauffe-eau électrique, soit de 2331 kWh, pour ces quatre mois de mesures.

Malgré la qualité de l'estimation du modèle de la consommation énergétique chauffe-eau électrique, il est possible d'observer une perte de précision au niveau de la représentation temporelle des événements de chauffage associée à l'ajout de la boucle de recirculation. En effet, sur la Figure 5.26, il est possible d'observer l'incapacité du modèle à représenter les deux événements de chauffage consécutifs caractéristiques du fonctionnement de la pompe de recirculation en continu en période où il n'existe aucun débit de consommation d'ECD. Ceci illustre le fait qu'un modèle peut représenter adéquatement la consommation énergétique globale d'un système sans parvenir à modéliser avec précision certains phénomènes dynamique.

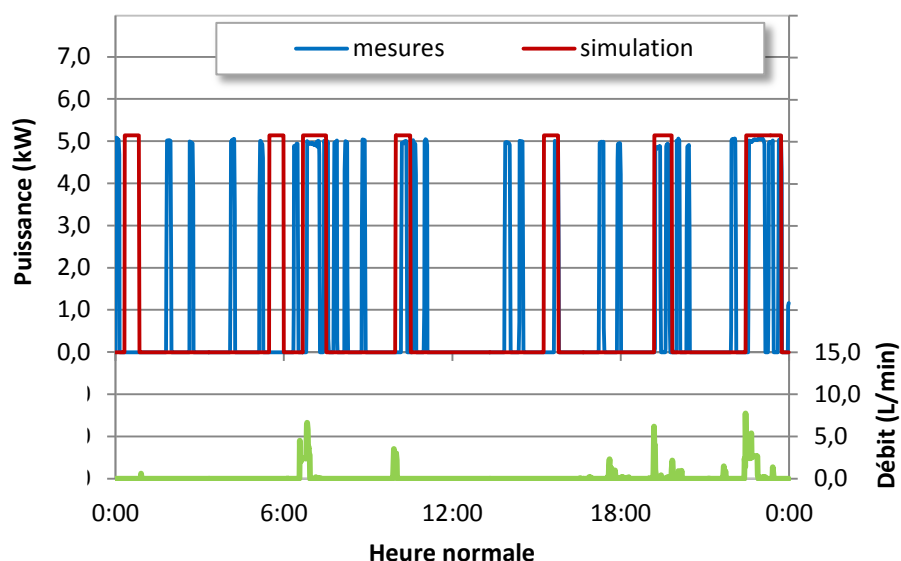


Figure 5.26: Représentation temporelle de la mise en fonction des éléments chauffant pour une journée où le système de recirculation est en opération

5.3.5 Résultats

Dans ce cas-ci, pour tous les systèmes calibrés de façon individuelle il a été possible de réduire l'EBMN ainsi que le CVEQM à la limite théorique liée à l'incertitude sur les mesures effectuées sur ce site, ce qui représente une nette amélioration comparativement aux résultats présentés aux Figure 5.6 et Figure 5.7. Par contre, il est important de souligner que la courte période de temps de données disponible pour l'ensemble du processus de calibration facilite considérablement l'amélioration de la qualité des résultats obtenus. Bien qu'il soit réaliste de croire que des résultats comparables pour l'EBMN, soient obtenus en utilisant une année complète de données, il est fort probable que l'on observe une augmentation du CVEQM lié aux résultats de simulations pour ces différents systèmes.

5.4 Conclusions

À la lumière des résultats présentés dans la présente section, il est possible d'affirmer que le processus de calibration peut améliorer les résultats de simulation. Plus particulièrement, il a été démontré qu'il est relativement simple et peu coûteux d'améliorer la qualité des prédictions pour la consommation électrique des équipements. En fait, l'utilisation des spécifications des équipements (fiches signalétiques) ainsi que des profils de consommation (débit, température, etc.) suffisent à améliorer significativement la qualité des résultats de simulation.

Par contre, ce niveau de raffinement ne semble pas améliorer la qualité des résultats des sous-systèmes où la production et consommation énergétique se mesure sous la forme de transferts thermiques. Pour ce type de système, l'évaluation de la qualité des résultats repose, dans un premier temps, sur la qualité du modèle numérique, mais également, sur la qualité des mesures réalisées sur le site. L'utilisation des données en conditions réelles d'utilisation demande un travail de traitement considérable afin d'identifier les perturbations extérieures affectant la dynamique des systèmes. De plus, il n'est pas assuré que l'information supplémentaire recueillie sur la dynamique du système permettra d'améliorer le modèle numérique, vu la difficulté à identifier clairement les phénomènes influençant les mesures. Afin de minimiser l'investissement lié au processus de calibration, les besoins relatifs aux résultats de simulations doivent être clairement identifiés dès le début de la phase de monitoring.

La validation expérimentale en laboratoire de modèles numériques joue également un rôle important dans l'amélioration de la qualité des résultats de simulation. Celle-ci facilite la compréhension de la dynamique de système, de par l'analyse dans un environnement contrôlé, et du même coup, permet d'obtenir des modèles numériques plus fidèles à la réalité. Il est néanmoins important que ces modèles détaillés validés en laboratoire permettent de modifier facilement les paramètres d'entrée pendant le processus de calibration. Il est souvent préférable d'utiliser un modèle numérique moins fidèle à la dynamique réelle du système, mais dont le niveau de flexibilité permet de mieux s'adapter au contexte de la simulation. On n'a qu'à penser au cas où le type standard d'échangeur contre-courant a été préféré au modèle de RCEG représentant fidèlement le comportement de ce système en régime transitoire pour des raisons de simplicité du processus de calibration du modèle dans ce contexte particulier.

Finalement, les représentations temporelles de la dynamique des systèmes et l'évaluation du bilan énergétique de ceux-ci ont été identifiées comme les deux principaux concepts clefs pouvant être demandés comme résultat de simulation. Bien que dans la majorité des cas, le processus de calibration s'attarde principalement à la qualité des résultats entourant le bilan énergétique des systèmes, celui-ci ne garantit pas nécessairement que la dynamique des systèmes soit représentée fidèlement dans le temps. Principalement, il a été remarqué que pour la grande majorité des modèles, ceux-ci n'offrent pas de résultats acceptables dans la représentation temporelle de la température pour les périodes sans débit. Bien que cette problématique n'affecte pas significativement les résultats pour le bilan énergétique des systèmes, celle-ci peut représenter une faiblesse du modèle pour certaines applications. Pour pallier à cela, il a été démontré que l'utilisation de sections de tuyau entre les différents composants de la simulation permet d'améliorer grandement la représentation temporelle de la température pour ces différents systèmes.

CONCLUSION

Cette étude porte principalement sur l'analyse de la performance énergétique des différents systèmes mécaniques utilisés au triplex Abondance Montréal, premier bâtiment multilogements au Canada à viser une consommation énergétique nette nulle. De plus, l'influence du processus de calibration sur la qualité des résultats de simulation est étudiée.

Contributions

Ce travail a permis d'obtenir une description détaillée du projet Abondance Montréal, de ses systèmes mécaniques, ainsi que de leur logique de contrôle. Cette étude met également en lumière plusieurs éléments clefs pouvant améliorer la qualité des résultats de monitoring et réduire le temps de traitements de ces données. La planification initiale est un élément d'importance capitale dans le coût et l'efficacité de l'installation de monitoring. De plus, l'intérêt de centraliser l'information et d'uniformiser le format des données récupérées permet de réduire le temps nécessaire à l'analyse des données, qui peut devenir un élément non négligeable dans un projet de monitoring d'envergure. Les lacunes constatées dans les différents équipements de mesures et de collectes de données mettent en évidence l'importance d'avoir un système d'identification des défaillances efficace afin de limiter au minimum la perte de données.

Une des principales contributions de cette étude est le portrait détaillé des performances énergétiques des systèmes mécaniques du projet Abondance Montréal. Plus particulièrement, près d'une année complète de mesures a été recueillie, dont 4 mois ont fait l'objet d'une analyse plus approfondie. Cette analyse a permis d'identifier plusieurs problématiques liées non seulement au fonctionnement des différents systèmes, mais également aux choix de conceptions.

Nous avons pu constater qu'il est difficile, voire impossible, pour les occupants d'identifier les problèmes de fonctionnement des équipements qui n'ont pas répercussion directe sur leur niveau de confort, comme c'est le cas pour la pompe de recirculation qui fonctionne continuellement. Ce genre de problèmes peut avoir un impact significatif sur la consommation énergétique globale du bâtiment. À l'opposé, il a été démontré que les problèmes ayant un impact direct sur le confort des occupants sont rapidement identifiés par les occupants, par exemple l'arrêt de la pompe de recirculation. Toutefois, même si un problème de fonctionnement est observé, en général, ceux-ci ne possèdent pas une compréhension suffisante de leurs systèmes pour corriger rapidement le

problème en question. La difficulté d'identification des défaillances des systèmes met en lumière la nécessité de s'assurer, au cours de la phase de conception, que le fonctionnement du système retenu soit aussi simple que possible, et ce, plus particulièrement dans les projets résidentiels. À cela, vient s'ajouter le besoin d'outils de diagnostic (monitoring en continue, simulation comparative) des irrégularités de fonctionnement des systèmes.

Plusieurs observations ont également permis d'identifier certains éléments liés à la performance énergétique des différents systèmes. Tout d'abord, le récupérateur de chaleur des eaux grises permet de réduire de manière considérable la consommation d'eau chaude des douches en plus d'être un système très fiable et sans entretien. Ensuite, dans le contexte de cette étude, les désurchauffeurs des pompes à chaleur n'ont pratiquement pas produit d'énergie utile au système de production d'eau chaude domestique. Malgré leur COP élevé pour la production d'eau chaude domestique, l'ajout en complexité au système par l'utilisation d'un tel système semble être difficilement justifiable. Pour les systèmes solaires thermiques et photovoltaïques, ceux-ci étant les deux principales sources d'énergie renouvelables, le bilan énergétique total du bâtiment est grandement influencé par ces systèmes. La fiabilité de ces systèmes devient un facteur clef pour l'atteinte de l'objectif de consommation nette nulle. Ceci est d'autant plus le retour sur l'investissement est généralement long dans le contexte québécois actuel pour ces systèmes, ceux-ci devraient donc nécessiter le minimum en coût d'entretien. Dans le cas du Triplex Abondance, nous avons malheureusement pu constater que la réalité économique a rapidement remplacé les objectifs énergétiques ambitieux. Ceci a conduit à un manque visible de qualité sur la finition de l'installation du système solaire thermique et sur sa mise en service. De plus, le faible incitatif financier explique probablement au moins en partie le peu d'empressement des propriétaires à remédier aux problèmes constatés. Finalement, nous avons identifié que l'ajout d'un système de recirculation pour l'eau chaude domestique peut détériorer significativement le bilan énergétique du système si les paramètres de fonctionnement de son contrôleur ne sont pas ajustés adéquatement.

La seconde contribution majeure de cette étude touche au processus de calibration de simulations énergétiques. Ce processus de calibration est grandement affecté par la qualité mesures disponibles. Plus précisément, l'incertitude des mesures disponibles limite le niveau de précision maximale pouvant être atteint par les simulations calibrées. Nous avons démontré qu'il suffit d'un faible investissement pour obtenir des résultats de simulation de qualités sur une base

mensuelle pour les systèmes électriques après calibration. L'utilisation des données du manufacturier pour les différents systèmes et la connaissance des profils de consommation des occupants, suffisent à obtenir des résultats comparables à la consommation électrique réelle des équipements. Par contre, afin d'obtenir des résultats de qualité comparable, pour des équipements où la production énergétique repose principalement sur la mesure de transfert thermique, l'augmentation des besoins en ce qui à trait aux données mesurées et au temps nécessaire pour l'analyse est considérable. En fait, les données prélevées sur le terrain sont soumises à toutes sortes de perturbations qui rendent difficile la comparaison directe entre les résultats de modèles numériques et ces mesures. Il n'est pas réaliste de croire que la modélisation puisse arriver à représenter fidèlement la totalité de ces perturbations. L'utilisation de modèles validés expérimentalement, mais offrant un certain niveau de flexibilité dans l'ajustement de certains paramètres clefs pour le calcul du flux de transfert thermique, est préférable pour un processus de calibration en conditions réelles.

Finalement, le système de production d'eau chaude domestique du projet Abondance Montréal dispose, à l'heure actuelle, d'une simulation calibrée offrant un niveau de précision élevée, et ce, pour l'ensemble de ses composants. Cette simulation calibrée offre également un bon niveau de représentation temporelle de la dynamique du système. Tout compte fait, il est réaliste de croire que l'utilisation de simulations calibrées suivant un tel niveau de précision soit capable de prédire adéquatement les performances à long terme pour ce système de production d'eau chaude domestique.

BIBLIOGRAPHIE

- Ahmad, M., & Culp, C. H. (2006). Uncalibrated building energy simulation modeling results. *HVAC&R Research*, 12(4), 1141-1155.
- Allard, Y., Kummert, M., & Bernier, M. (2010). Using Performance Simulation in the Commissioning and Monitoring of a Net-Zero Energy Home. *Eurosun 2010, Graz, Austria*.
- Allard, Y., Kummert, M., Bernier, M., & Moreau, A. (2011). Intermodel Comparison and Experimental Validation of Electrical Water Heater Models in TRNSYS. *Builning Simulation 2011, Sydney, Australia*.
- André, P., Georges, B., Lebrun, J., Lemort, V., & Teodorese, I. V. (2008). From model validation to production of reference simulations: how to increase reliability and applicability of building and HVAC simulation models. *Building Services Engineering Research and Technology*, 29(1), 61-72.
- Asch, G. (2011). *Acquisition de données : du capteur à l'ordinateur* (3e éd. --^e éd.). Paris: Mesures : Dunod.
- ASHRAE. (2007). *ASHRAE handbook Heating, ventilating, and air-conditioning applications* (SI^e éd.). Atlanta, Georgia: American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- ASHRAE. (2008). *ASHRAE handbook Heating, ventilating, and air-conditioning systems and equipment* (SI^e éd.). Atlanta, Ga.: American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.,
- ASHRAE. (2009). *ASHRAE handbook Fundamentals* (SI^e éd.). Atlanta, GA.: American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.,
- ASHRAE Guideline 14-2002, Measurement of Energy and Demand Savings. (2002).
- ASHRAE Guideline 2-2010, Engineering Analysis of Experimental Data. (2010).
- ASHRAE Standard 140-2001. Method of Test for the Evaluation of Building Energy Analysis Computer Programs. (2001).

- Aude, P., Tabary, L., & Depecker, P. (2000). Sensitivity analysis and validation of buildings' thermal models using adjoint-code method. *Energy and buildings*, 31(3), 267-283.
- Bagge, H., & Johansson, D. (2011). Measurements of household electricity and domestic hot water use in dwellings and the effect of different monitoring time resolution. *Energy*, 36, 2943-2951.
- Beale, S. (1987). Comparison of short-term testing and long-term monitoring of solar domestic hot water systems. *Journal of Solar Engineering*, 109(4), 274-280.
- Bradley, D. E., & Utzinger, D. M. (2009). Post Occupancy Calibration and Reassessment of Design Phase Energy Modelling. *Eleventh International IBPSA Conference, Glasgow, Scotland*.(pp. 1207-1213).
- Carrillo, A., Dominguez, F., & Cejudo, J. M. (2009). CALIBRATION OF AN ENERGYPLUS SIMULATION MODEL BY THE STEM-PSTAR METHOD. *Eleventh International IBPSA Conference, Glasgow, Scotland*.(pp. 2043-2050).
- Chrétien, D. (2009). Le blogue Maison verte. Consulté le 4 juillet, Tiré de <http://www2.lactualite.com/maison-verte/>
- Claridge, D. E., Bensouda, N., Lee, S., Wei, G., Heinemeier, K., & Liu, M. (2003). *Manual of Procedures for Calibrating Simulations of Building Systems*: Lawrence Berkley National Laboratory.
- Collins, M. R. (2009). *Effectiveness Testing of PowerPipe™ Drain Water Heat Recovery Systems*. Waterloo: Solar Thermal Research Laboratory, University of Waterloo.
- Cottet, F., & Pinard, M. (2009). *LabVIEW : programmation et applications* (2e éd. --^e éd.). Paris: Dunod.
- Cruickshank, C. (2009). *Evaluation of a stratified multi-tank thermal storage for solar heating applications*. PhD, Queen's University.
- Cruickshank, C. A., & Harrison, S. J. (2010). Heat loss characteristics for a typical solar domestic hot water storage. *Energy and buildings*, 42(10), 1703-1710.
- Doiron, M. A. (2011). *Whole-Building Energy Analysis and Lessons Learned for a Near Net-Zero Energy Solar House*. (Masters), Concordia University.

- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2006). *Solar engineering of thermal processes* (3rd^e éd.). Hoboken, N.J.: John Wiley & Sons.
- Dupuis, T., & Delmas, G. (2009). *Métrologie en génie climatique*. Paris: Dunod.
- Fairey, P., & Parker, D. (2004). *A Review of Hot Water Draw Profiles Used in Performance Analysis of Residential Domestic Hot Water Systems*. Tiré de FSEC-RR-56-04, Cocoa, FL: Florida Solar Energy Center.
- Iolova, K., Bernier, M., & Charneux, R. (2007). Detailed energy simulations of a net zero energy triplex in Montreal. *2nd Canadian Solar Buildings Conference, Calgary*.
- IPMVP. (2006). *International Performance Measurement & Verification Protocol: Concepts and Practices for Determining Energy Savings in New Construction Volume 3: Efficiency Valuation* Organization.
- IPMVP. (2009). *International Performance Measurement & Verification Protocol: Concepts and Options for Determining Energy and Water Savings Volume 1: Efficiency Valuation* Organization.
- Jordan, U., & Vajen, K. (2003). DHWCalc (Version 1.10). Kassel, Allemagne.
- Judkoff, R. (2008). *A methodology for validating building energy analysis simulations*: National Renewable Energy Laboratory Golden, CO.
- Judkoff, R., & Laboratory, N. R. E. (2010). *Example Procedures for Developing Acceptance-Range Criteria for BESTEST-EX*: National Renewable Energy Laboratory.
- Judkoff, R., & Neymark, J. (1995). *Home energy rating system building energy simulation test (HERS BESTEST): Volume 1, Tier 1 and Tier 2 tests user's manual*: National Renewable Energy Lab., Golden, CO (US).
- Kaster, J. (2007). Commissioning: New Buildings. In *"Encyclopedia of energy engineering and technology"*. Boca Raton, FL: CRC Press
- Klein, S. A., (2010). TRNSYS 17 (Version 17.00.0019). Madison, WI: Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison.
- Klein, S. A. & al. (2010). *TRNSYS 17 Users manual*: Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin.

- Kleinbach, E. M., Beckman, W., & Klein, S. (1993). Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks. *Solar energy*, 50(2), 155-166.
- Lam, J. C., & Hui, S. (1996). Sensitivity analysis of energy performance of office buildings. *Building and Environment*, 31(1), 27-39.
- Lewis, M. (2004). Building for the Future Articles-Integrated Design for Sustainable Buildings. *ASHRAE Journal-American Society of Heating Refrigerating and Airconditioning Engineers*, 46(9), 22.
- Marcoux, C., & Dumas, C. (2004). Température de l'eau dans l'aqueduc de Montréal. Tiré de http://www.ashrae-mtl.org/text_pdf/aqueduc_94-04.zip
- McDowell, T. P., & Thornton, J. W. (2008). Simulation and model calibration of a large-scale solar seasonal storage system. *Third National Conference of IBPSA-USA, Berkeley, California*.(pp. 174-181).
- Monfet, D., Zmeureanu, R., Charneux, R., & Lemire, N. (2009). Calibration of a building energy model using measured data. *ASHRAE Transactions*, 115(1), 348-359.
- Mottillo, M. (2001). Sensitivity Analysis of Energy Simulation by Building Type. *ASHRAE Transactions*, 107(2), 722-732.
- MRNF. (2008). Site web du programme Novoclimat. Tiré de <http://www.efficaciteenergetique.mrnf.gouv.qc.ca/mon-habitation/novoclimat/>
- Neymark, J., & Judkoff, R. (1997). A comparative validation based certification test for home energy rating system software. *Building Simulation* 97.(pp. 8-10).
- Perlman, M., & Mills, B. (1985). Development of residential hot water use patterns. *ASHRAE Transactions*, 91(2A), 657-679.
- Peutot, C., Félice, É., & Kohler, A. (2007). *Guide de la mesure électrique : bâtiment et industrie*. Paris: L'Usine nouvelle : Dunod.
- Picard, D. (2007). Production d'eau chaude domestique dans les maisons à consommation énergétique nette zéro. *Mémoire de maîtrise (Ecole polytechnique de Montréal)*, xxvii, 150 p.

- Picard, D., Bernier, M., & Charneux, R. (2007). Domestic hot water production in a Net Zero Energy triplex in Montreal. *2nd Canadian Solar Buildings Conference, Calgary*.
- Raftery, P., Keane, M., & Costa, A. (2009). Calibration of a detailed simulation model to energy monitoring system data: a methodology and case study. *Eleventh International IBPSA Conference, Glasgow, Scotland*.(pp. 1199-1206).
- Reddy, T. A. (2006). Literature review on calibration of building energy simulation programs: Uses, problems, procedures, uncertainty, and tools. *ASHRAE Transactions*, 226-240.
- Reddy, T. A., & Maor, I. (2006). *Procedures for reconciling computer-calculated results with measured energy data*. . ASHRAE Research Project 1051-RP.
- Reddy, T. A., Maor, I., & Panjapornpon, C. (2007). Calibrating Detailed Building Energy Simulation Programs with Measured Data—Part I: General Methodology (RP-1051). *HVAC&R Research*, 13(2), 221-241.
- Reddy, T. A., Maor, I., & Panjapornpon, C. (2007). Calibrating Detailed Building Energy Simulation Programs with Measured Data—Part II: Application to Three Case Study Office Buildings (RP-1051). *HVAC&R Research*, 13(2), 243-265.
- SCHL. (2003). Le point en recherche, Qualification du degré de confort acoustique dans les édifices multi-logements - Phase II. Tiré de <http://www.cmhc-schl.gc.ca/odpub/pdf/63226.pdf?lang=fr>
- SCHL. (2010). Initiative de démonstration de maisons durables EQuilibrium. Consulté le 11 avril, Tiré de <http://www.cmhc-schl.gc.ca/fr/prin/dedu/maeq/>
- SCHL. (2011). Caractéristiques du concept : Abondance Montréal le Soleil. Tiré de <http://www.cmhc-schl.gc.ca/odpub/pdf/66940.pdf?lang=fr>
- Shonder, J. A., Hughes, P., & Thornton, J. W. (1998). Using calibrated engineering models to predict energy savings in large-scale geothermal heat pump projects. *ASHRAE Transactions*, 104, 11.
- SRCC DOCUMENT TM-1. (2008). *Solar domestic hot water system and component test protocols*. Florida: Solar Rating and Certification Corporation Tiré de www.solar-rating.org

- Stein, J. (1997). *Calibrated Simulation: An Improved Method for Analyzing Building Energy Use*, Boulder, CO.
- Subbarao, K., Burch, J., Hancock, C., Lekov, A., & Balcomb, J. (1988). *Short-Term Energy Monitoring (STEM): Application of the PSTAR method to a residence in Fredericksburg, Virginia*: Solar Energy Research Inst., Golden, CO (USA).
- TESS. (2010). TESS Libraries (Version 17.0). Madison, WI: Thermal Energy System Specialists.
- Tian, Z., Love, J. A., & Tian, W. (2009). Applying quality control in building energy modelling: comparative simulation of a high performance building. *Journal of Building Performance Simulation*, 2(3), 163-178.
- Waltz, J. P. (2000). *Computerized building energy simulation handbook*: Fairmont Press.
- Zaloum, C., Lafrance, M., & Gusdorf, J. (2007). *Drain Water Heat Recovery Characterization and Modeling, Final report*. Ottawa: Sustainable Buildings and Communities Natural Resources Canada. http://www.gfxtechnology.com/NRCAN-6_29_07.pdf

ANNEXE 1 – Description des équipements de monitoring

Cette annexe présente l'ensemble des équipements mis en place dans le cadre du monitoring du Triplex Abondance. Les tableaux suivants font l'inventaire des différents équipements de mesure utilisés pour chacun des systèmes mécaniques du bâtiment. La légende de couleur (Tableau A1.1) utilisée dans ces tableaux fait référence à l'emplacement où sont sauvegardées les données pour chacun des différents capteurs.

Tableau A1.1: Légende utilisée pour les tableaux de l'annexe 1

Regroupement des données		Fréquence d'échantillonnage
	Données reliées au système d'acquisition principal	1 seconde
	Données relevées manuellement	1 semaine
	Données reliées à différents data logger	1 minute
	Système d'acquisition CanmetENERGIE	-
	Système d'acquisition SCHL	-

ANNEXE 2 – Étalonnage des sondes de température

Cette annexe présente la logique derrière le choix des équipements utilisés pour les mesures de température, ainsi que les résultats de l'étalonnage de ceux-ci.

Configuration du système

La combinaison du grand nombre de points de mesure de température à effectuer et le souci d'utiliser des sondes de précision élevée ont conduit à une configuration, présentée à la figure A2.1, où la mesure de température est réalisée à l'aide d'une thermistance. Le système d'acquisition (National Instruments cRIO-9074) par le biais d'un module NI 9264 alimente avec une tension constante V_{AO} une résistance de valeur fixe R_{fixe} et une thermistance R_T branchée en série. Au même moment, un module NI 9205 effectue une mesure de tension V_{AI} au borne de la thermistance, ce qui permet de déterminer la valeur de la résistance de cette thermistance à l'aide de l'équation suivante.

$$R_T = R_{fixe} \frac{V_{AI}}{V_{AO} - V_{AI}} \quad (A2.1)$$

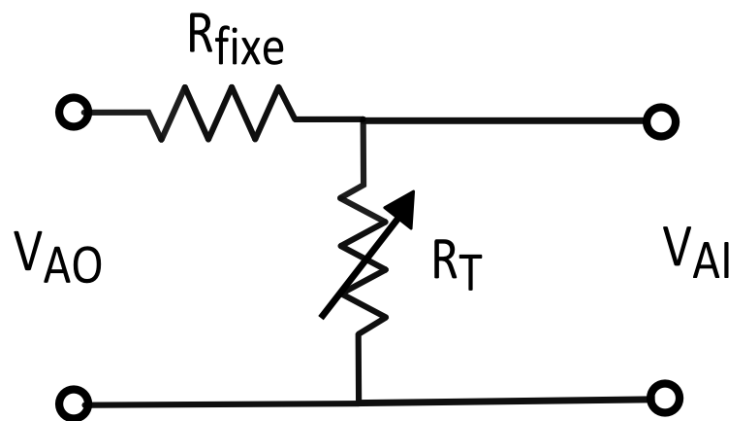


Figure A2.1: Schéma de connexion d'une thermistance

Par la suite, la résistance peut être convertie en température suivant la relation de Steinhart-Hart, où la température T est en $^{\circ}\text{C}$, la résistance de la thermistance R_T est en Ω et où les coefficients A , B et C sont caractéristiques de chaque thermistance.

$$T = \left[A + B \ln(R_T) + C (\ln(R_T))^3 \right]^{-1} - 273,15 \quad (\text{A2.2})$$

Le choix d'une thermistance est principalement basé sur la valeur de sa résistance à 25°C . Les limites inférieures et supérieures de l'étendue de mesure en température vont influencer le choix de la thermistance. Le choix d'une thermistance de $10\text{ k}\Omega$ à 25°C (Omega model 44006) offre donc une bonne sensibilité à plus haute température tout en limitant la valeur de sa résistance à basse température.

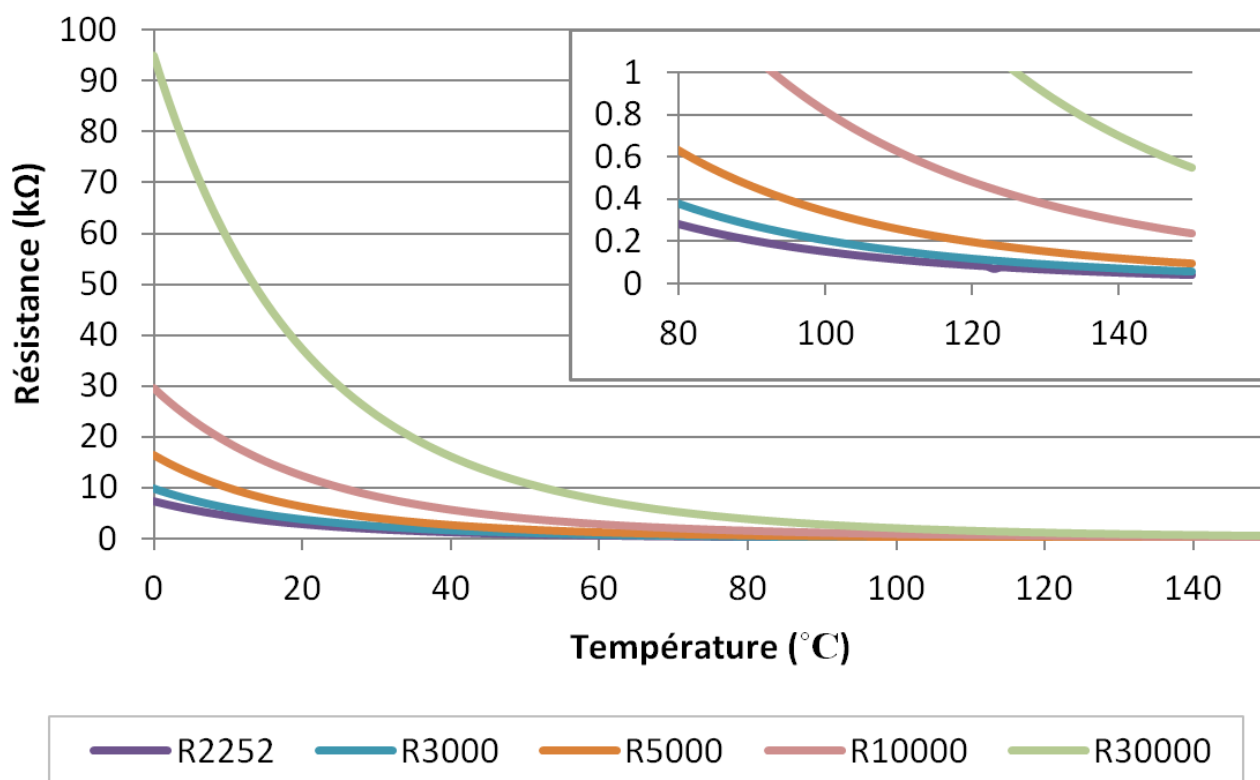


Figure A2.2: Résistance électrique pour différente thermistance en fonction de leur température

Bien que la configuration retenue ajoute en complexité au montage, l'utilisation d'une résistance à valeur fixe dans ce circuit permet d'améliorer légèrement la linéarité de la courbe de tension aux bornes de la thermistance en fonction de sa température. Une valeur de 10 k Ω permet donc d'obtenir une bonne linéarité et sensibilité entre 0 °C et 60 °C, plage où la majorité des mesures sont effectuées.

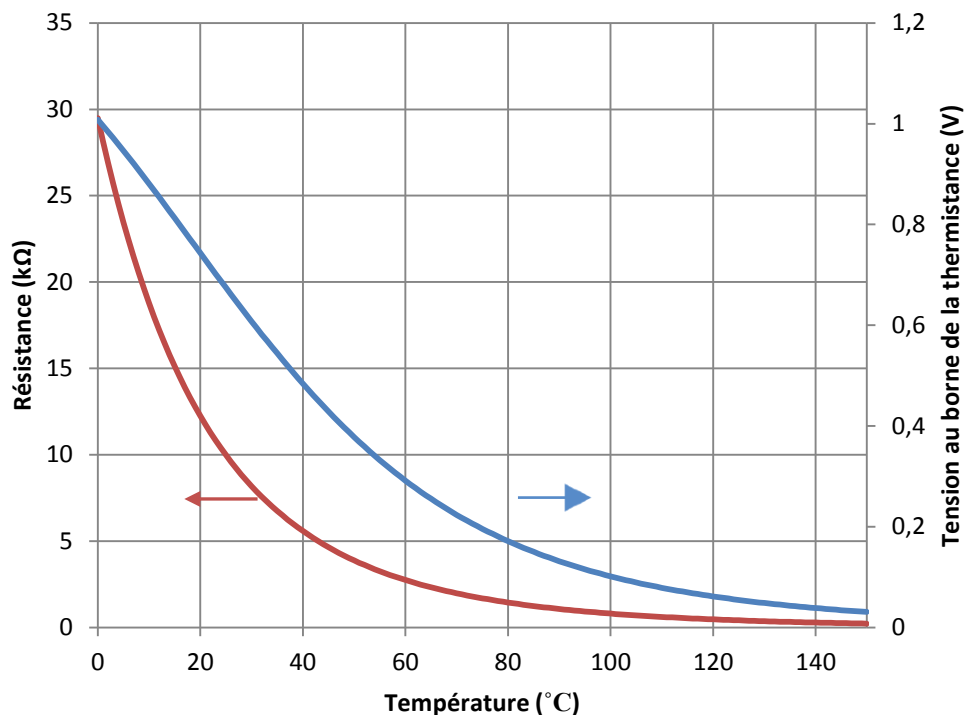


Figure A2.3: Effet de l'ajout d'une résistance de valeur fixe sur la courbe de tension aux bornes d'une thermistance en fonction de sa température

De plus, le niveau de tolérance maximale acceptable pour cette résistance de valeur fixe peut être déterminé en fonction de l'influence de celle-ci sur l'incertitude de la mesure de température. Suivant l'équation A2.1, la propagation de l'incertitude associée à cette tolérance a pu être calculée pour 3 valeurs de tolérance type et deux points de température à proximité des limites de l'étendue de mesure. Suite aux résultats présentés au tableau A2.1, on note que l'influence associée à l'incertitude de la valeur de la résistance fixe sur la mesure en tension aux bornes de la thermistance n'est plus significative pour des tolérances inférieures à 0,1%.

Tableau A2.1: Propagation de l'erreur associée à la tolérance de fabrication d'une résistance de valeur fixe sur la mesure de tension aux bornes d'une thermistance

Variable ± Incertitude	Dérivée Partielle	% d'Incertitude	Tolérance	Température
<u>$V_{AI,002} = 0,1227 \pm 0,001175$</u>				
$R_{002} = 10000 \pm 2$	$\partial V_{AI,002} / \partial R_{002} = -0,00001116$	0,04 %	0,02 %	93 °C
$R_{thermi} = 1000 \pm 10$	$\partial V_{AI,002} / \partial R_{thermi} = 0,0001116$	90,15 %		
$V_{AO} = 1,35 \pm 0,00405$	$\partial V_{AI,002} / \partial V_{AO} = 0,09091$	9,82 %		
<u>$V_{AI,01} = 0,1227 \pm 0,00118$</u>				
$R_{01} = 10000 \pm 10$	$\partial V_{AI,01} / \partial R_{01} = -0,00001116$	0,89 %	0,1 %	
$R_{thermi} = 1000 \pm 10$	$\partial V_{AI,01} / \partial R_{thermi} = 0,0001116$	89,37 %		
$V_{AO} = 1,35 \pm 0,00405$	$\partial V_{AI,01} / \partial V_{AO} = 0,09091$	9,73 %		
<u>$V_{AI,1} = 0,1227 \pm 0,00162$</u>				
$R_1 = 10000 \pm 100$	$\partial V_{AI,1} / \partial R_1 = -0,00001116$	47,42 %	1 %	
$R_{thermi} = 1000 \pm 10$	$\partial V_{AI,1} / \partial R_{thermi} = 0,0001116$	47,42 %		
$V_{AO} = 1,35 \pm 0,00405$	$\partial V_{AI,1} / \partial V_{AO} = 0,09091$	5,16 %		

Variable ± Incertitude	Dérivée Partielle	% d'Incertitude	Tolérance	Température
<u>$V_{AI,002} = 0,8406 \pm 0,00406$</u>				
$R_{002} = 10000 \pm 2$	$\partial V_{AI,002} / \partial R_{002} = -0,00003172$	0,02 %	0,02 %	13 °C
$R_{thermi} = 16500 \pm 165$	$\partial V_{AI,002} / \partial R_{thermi} = 0,00001922$	61,26 %		
$V_{AO} = 1,35 \pm 0,00405$	$\partial V_{AI,002} / \partial V_{AO} = 0,6226$	38,72 %		
<u>$V_{AI,01} = 0,8406 \pm 0,004065$</u>				
$R_{01} = 10000 \pm 10$	$\partial V_{AI,01} / \partial R_{01} = -0,00003172$	0,61 %	0,1 %	
$R_{thermi} = 16500 \pm 165$	$\partial V_{AI,01} / \partial R_{thermi} = 0,00001922$	60,90 %		
$V_{AO} = 1,35 \pm 0,00405$	$\partial V_{AI,01} / \partial V_{AO} = 0,6226$	38,49 %		
<u>$V_{AI,1} = 0,8406 \pm 0,005146$</u>				
$R_1 = 10000 \pm 100$	$\partial V_{AI,1} / \partial R_1 = -0,00003172$	37,99 %	1 %	
$R_{thermi} = 16500 \pm 165$	$\partial V_{AI,1} / \partial R_{thermi} = 0,00001922$	37,99 %		
$V_{AO} = 1,35 \pm 0,00405$	$\partial V_{AI,1} / \partial V_{AO} = 0,6226$	24,01 %		

Finalement, le choix de la tension d'alimentation V_{AO} est basé sur l'idée de maximiser l'utilisation de l'étendue de mesure disponible par le module d'entrée analogique en tension V_{AI} et minimiser la puissance à dissiper par la thermistance. Le choix de 1,35 V comme tension d'alimentation permet de faire correspondre l'étendue de mesure de température de 0 à 150 °C à la plage de 0 à 1 V du module d'acquisition. La limite inférieure en température de -6,4 °C de cette configuration est liée à la limite supérieure en tension imposée au module d'acquisition. De plus, la puissance dissipée par la thermistance peut avoir un impact significatif sur l'incertitude de mesure de température de celle-ci. Dans ce cas-ci, la puissance maximale dissipée par la thermistance est de 0,046 mW (figure A2.4) ce qui est significativement inférieur à la constante de dissipation de la thermistance de 1 mW/°C. En d'autres mots, dans le pire des cas, l'erreur de mesure en température provoquée par l'effet d'échauffement de la thermistance sera de 0,046 °C.

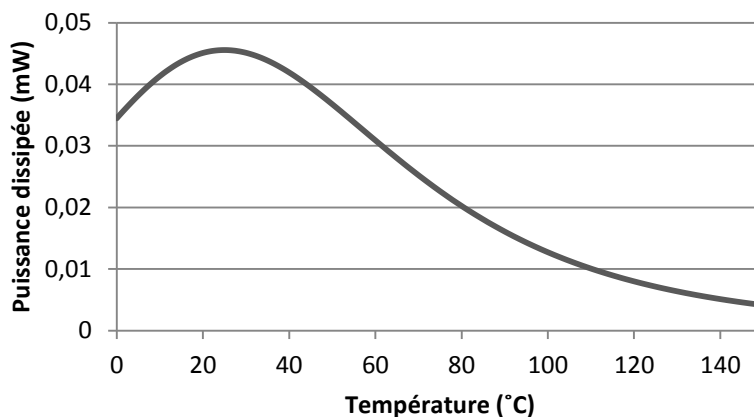


Figure A2.4: Puissance dissipée par une thermistance 44006, reliée en série avec une résistance fixe de 10 k Ω et alimenté avec une tension de 1,35 V, en fonction de sa température

Étalonnage

Deux types de thermistance ont été utilisés pour les mesures de température. Il y a le modèle où la thermistance est insérée dans une gaine d'acier inoxydable (Omega TH-10-44006-1/8-4-40) pour les mesures de température immergées et un modèle où la thermistance est recouverte d'une fine couche d'époxy (Omega SA1-TH-44006-120-T) pour les mesures de température en surface. Au total, 15 thermistances immergées et 10 thermistances de surface ont été étalonnées entre 5°C et 85°C. L'étalonnage est réalisé à l'aide d'un bain thermostatique (NESLAB EX-211) et d'une sonde de référence au platine (GuildLine 9540) dont l'incertitude est de 0,21 °C. Pour le montage des thermistances immergées, celles-ci sont insérées dans un bloc de cuivre afin de les maintenir en place dans le bain thermostatique et du même coup minimiser les fluctuations de température. Par contre, pour les thermistances de surface, ne pouvant être directement en contact à l'eau, elles ont été fixées sur un tube de cuivre et insérées dans un autre tube de diamètre légèrement supérieur. De la limaille de fer a ensuite été ajoutée afin d'améliorer la conduction entre les parois du tube de cuivre et les thermistances. Les deux montages sont ensuite ajoutés dans le bain thermostatique et celui-ci est rempli d'eau et de glace. Par la suite, la température du bain thermostatique est ajustée suivant le niveau désiré et lorsque que la température de la sonde de référence au platine se stabilise, les lectures des thermistances sont effectuées toutes les secondes pendant une minute. Cette dernière opération est répétée à tous les intervalles de 5 °C, et ce, pour l'ensemble de la plage de mesure.

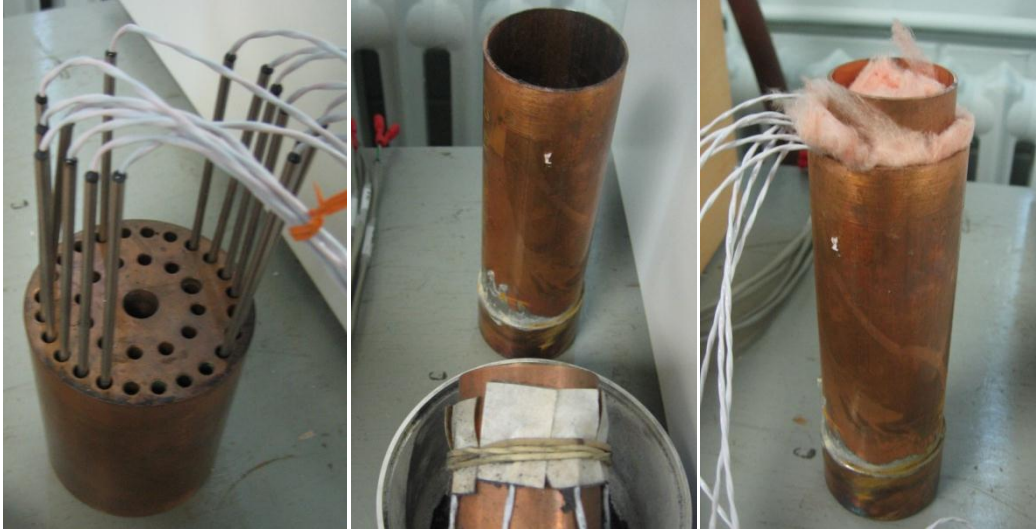


Figure A2.5 : Montages utilisés pour l'étalonnage des thermistances

Incertitude

L'incertitude globale (w_t) associée aux mesures de température est composée de trois types d'incertitude : l'incertitude de la sonde de référence (w'); l'incertitude liée aux fluctuations des mesures (w''_t); et l'incertitude liée à la relation de Steinhart-Hart (w'''_t).

L'incertitude liée aux fluctuations des mesures autour de la moyenne est quantifiée à l'aide de l'écart-type ($S_{\bar{T}}$). Pour un échantillon de 60 mesures et un niveau de confiance de 95,5 % (c.-à-d. qu'il y a 95,5 % de probabilité que la mesure soit dans l'intervalle), l'incertitude liée aux fluctuations correspond à $\pm 2S_{\bar{T}}/\sqrt{60}$ (ASHRAE Guideline 2-2010).

L'incertitude liée à la relation de Steinhart-Hart (équation A2.2) est en fait la différence entre la valeur moyenne mesurée (\bar{T}) à l'aide de cette relation et la valeur indiquée par la sonde de référence (T_{ref}). Pour l'ensemble de ces thermistances, les coefficients A, B et C associés aux modèles de thermistance (Omega 44006) prennent respectivement les valeurs de $1,032 \times 10^{-3}$, $2,387 \times 10^{-4}$ et $1,580 \times 10^{-7}$. Il est à noter que cette incertitude englobe également les autres éléments pouvant influencer la qualité de la mesure, soit les sources d'erreurs systématiques.

En respectant les principes de propagation de l'incertitude, l'incertitude globale associée à la mesure peut être calculé avec l'équation suivante :

$$w_t = \sqrt{(w'^2 + w''_t{}^2 + w'''_t{}^2)} \quad (\text{A2.3})$$

Les résultats pour une thermistance de chaque type sont présentés dans le tableau A2.2. Dans les deux cas, on remarque que l'incertitude liée à la relation de Steinhart-Hart domine l'incertitude globale de la mesure de température. L'utilisation d'une courbe d'étalonnage spécifique pour chaque thermistance pourrait réduire cette incertitude. Par contre, étant donné que la chaîne de mesure utilisée en laboratoire n'est pas totalement identique à celle utilisée sur le site, ce niveau de détails est difficilement atteignable. En fait, le réel problème vient plutôt de l'ordre de grandeur de l'incertitude pour les mesures de température de surface. Ce qu'il faut comprendre ici, c'est qu'une erreur systématique est introduite par le fait que la thermistance ne soit pas en mesure d'être en contact direct avec le fluide. Celle-ci est donc très influencée par la température ambiante. En pratique, cette erreur n'est pas significative vu le meilleur contact entre la paroi de la conduite et l'utilisation d'une couche isolante recouvrant la sonde de température.

Pour l'ensemble des thermistances, l'incertitude maximale rencontrée est de 0,41 °C pour le type immergé et de 4,40 °C pour le type de surface. Afin de rester conservateur, l'incertitude sur les mesures de température de thermistance sera établie à 0,5 °C et 4,5 °C.

Tableau A2-5: Résultats de l'étalonnage des thermistances

essai	Thermistance T 1-0 (immergée)						Thermistance T 1-1 (surface)				
	T_{ref} [°C]	T [°C]	S_T [°C]	$w_{T,1}^{ref}$ [°C]	$w_{T,2}^{ref}$ [°C]	$w_{T,3}$ [°C]	T [°C]	S_T [°C]	$w_{T,1}^{ref}$ [°C]	$w_{T,2}^{ref}$ [°C]	$w_{T,3}$ [°C]
1	5,39	5,66	0,04	0,27	0,01	0,34	6,29	0,05	0,9	0,23	0,95
2	10,53	10,54	0,08	0,01	0,02	0,21	9,8	0,1	0,73	0,19	0,78
3	15,1	15,11	0,04	0,01	0,01	0,21	13,9	0,09	1,2	0,31	1,26
4	20,01	19,84	0,1	0,17	0,03	0,27	18,11	0,12	1,9	0,49	1,97
5	25,83	25,86	0,02	0,03	0,00	0,21	24,75	0,04	1,08	0,28	1,14
6	29,62	29,65	0,01	0,03	0,00	0,21	28,27	0,04	1,35	0,35	1,41
7	35,16	35,17	0,01	0,01	0,00	0,21	32,74	0,07	2,42	0,63	2,51
8	39,98	39,98	0,01	0	0,00	0,21	38,26	0,04	1,72	0,44	1,79
9	44,9	44,84	0,02	0,06	0,00	0,22	42,19	0,09	2,71	0,7	2,81
10	55,27	55,22	0,03	0,05	0,01	0,22	52,65	0,04	2,62	0,68	2,71
11	60,49	60,42	0,05	0,07	0,01	0,22	57,9	0,03	2,59	0,67	2,68
12	66,34	66,17	0,02	0,17	0,01	0,27	62,66	0,08	3,68	0,95	3,81
13	70,73	70,51	0,02	0,22	0,00	0,30	66,8	0,08	3,93	1,01	4,06
14	75,51	75,24	0,03	0,27	0,01	0,34	71,3	0,08	4,21	1,09	4,35
15	80,53	80,23	0,02	0,3	0,00	0,37	76,33	0,07	4,2	1,08	4,34
16	85,9	85,55	0,02	0,35	0,01	0,41	81,65	0,06	4,25	1,1	4,40

ANNEXE 3 – Étalonnage des débitmètres

Cette annexe présente la procédure et les résultats d'étalonnage de 7 débitmètres à turbine utilisés dans la présente étude.

Étalonnage

Au total, trois modèles de débitmètre à turbine Omega sont utilisés : 3x (FTB372), 3x (FTB4705) et 1x (FTB4707). L'étalonnage est réalisé en comparant une mesure étalon (c.-à-d. une masse d'eau pendant un certain intervalle de temps) avec le débit mesuré par les différents débitmètres. Afin de permettre l'étalonnage simultané des débitmètres, ceux-ci ont tous été reliés en série en s'assurant de respecter les distances minimales entre chacun, minimisant ainsi les perturbations qui pourraient affecter l'écoulement et engendrer des erreurs de mesure. L'eau traversant les débitmètres est récupérée dans un réservoir situé en permanence sur une balance. Pour les mesures de faibles débits (< 35 L/min), l'alimentation en eau est effectuée par gravité à l'aide d'un réservoir à hauteur statique constante ce qui permet d'obtenir un débit plus stable. Par contre, pour les débits supérieurs à 35 L/min, l'alimentation provient du système de distribution d'eau potable de l'école. La température de l'eau est restée aux alentours de 22,5 °C pour la totalité de la durée de l'étalonnage.

La procédure d'étalonnage peut se résumer de la façon suivante. Dans un premier temps, à l'aide d'une vanne de régulation, le débit est ajusté à la valeur désirée. Par la suite, le chronomètre est mis en marche, et au même moment, le poids initial ($m_{ini.}$) indiqué par la balance est pris en note. Une fois le volume d'eau suffisant recueilli, la lecture du poids final (m_{fin}) est prise simultanément avec l'arrêt du chronomètre. Le débit massique est ensuite calculé à l'aide de l'équation suivante :

$$\dot{m} = \frac{m_{fin} - m_{ini.}}{\Delta t} \quad (A3.1)$$

où Δt représente l'intervalle de temps mesuré par le chronomètre.

Ces étapes sont répétées à plusieurs reprises en faisant varier le débit, afin de couvrir la totalité de la plage de mesure. Les résultats sont présentés dans le tableau A3.1.

Tableau A3.1: Résultats d'étalonnage des débitmètres

Essai	Débit réel mesuré			Fréquence moyenne [Hz]						
	Δt	Masse nette d'eau accumulée	Débit Volumique							
#	sec	kg	L/min	FTB372			FTB4707	FTB4705		
1	420,0	9,072	1,299	1,171	1,200	1,207	1,860	3,007	2,971	2,914
2	228,0	18,144	4,784	5,201	5,179	5,192	7,546	11,590	11,624	11,083
3	198,0	36,287	11,018	12,070	11,975	11,940	17,176	26,231	26,663	25,633
4	483,0	108,862	13,550	14,800	14,665	14,688	21,048	32,324	32,711	31,405
5	287,0	58,967	12,352	13,431	13,358	13,365	19,132			
6	240,0	63,503	15,908	17,311	17,203	17,253	24,581			
7	119,0	45,359	22,916	24,750	24,608	24,708	35,133			
8	117,0	49,895	25,639	27,975	27,703	27,839	39,712			
9	133,0	68,039	30,756	33,143	32,820	32,970	47,045			
10	159,0	90,719	34,302	36,927	36,545	36,709	52,445			
11	188,0	90,719	29,011	31,415	31,213	31,239	44,564			
12	157,0	90,719	34,739	37,720	37,446	37,465	53,204			
13	129,0	90,719	42,279	45,907	45,566	45,659	64,829			
14	121,0	90,719	45,075	48,959	48,612	48,744	69,273			
15	109,0	90,719	50,037	54,349	53,972	54,092	76,459			
16	94,5	90,719	57,715	62,474	61,979	62,116	87,516			
17	84,0	90,719	64,929	70,750	70,250	70,381	99,298			
18	73,0	90,719	74,713	80,945	80,384	80,534	112,548			
19	57,5	90,719	94,853	102,103	101,052	101,517				
20	53,0	90,719	102,906	110,245	109,491	109,604				
21	49,0	90,719	111,307	120,082	119,388	119,531				
22	43,0	90,719	126,838	136,116	135,837	136,279				
23	42,0	90,719	129,858	141,143	135,810	142,810				
24	238,5	68,039	17,151					40,643	41,021	41,286
25	228,0	45,359	11,961					28,328	28,693	29,021
26	260,0	34,019	7,866					18,494	18,812	19,176
27	252,0	9,072	2,164					5,096	5,187	5,124
28	220,0	90,719	24,791					59,199	59,624	59,674
29	151,0	90,719	36,119					86,808	87,185	86,808

Ces résultats sont représentés graphiquement à la figure A3.1. Sur celle-ci, on retrouve le débit volumique réel mesuré en fonction de la fréquence mesurée par le système d'acquisition de données pour chacun des trois types de débitmètre.

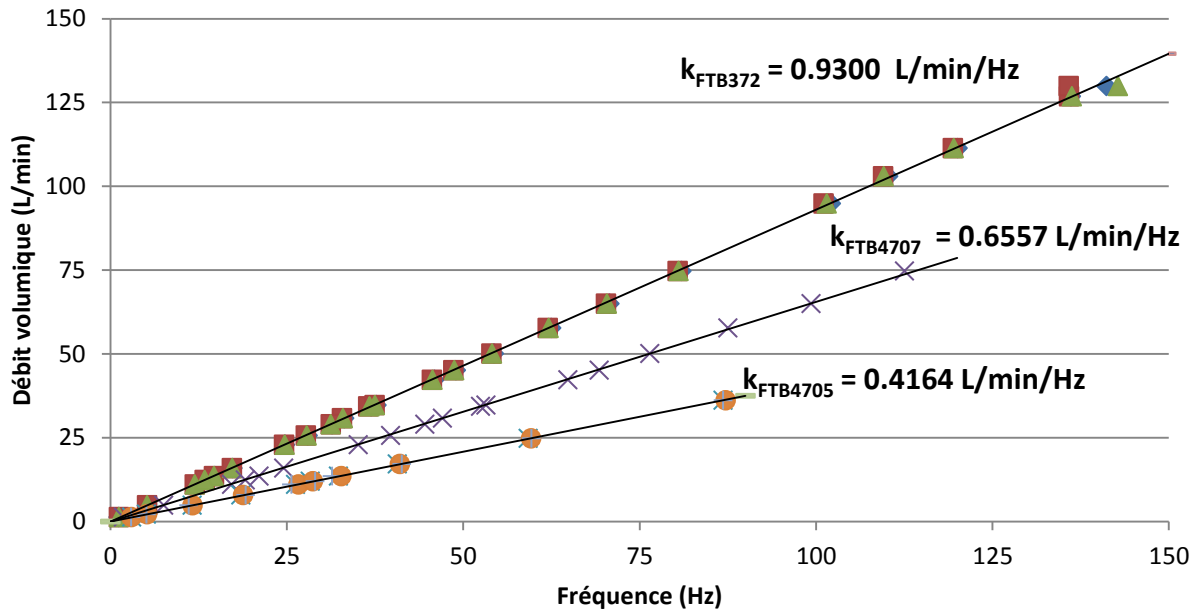


Figure A3.1: Régression linéaire des résultats d'étalonnage

Étant donné l'excellente linéarité des résultats, il est possible d'obtenir, pour chacun des types de débitmètres, une constante K permettant de lier la valeur de fréquence lue par le système à un débit volumique correspondant.

Incertitude

L'incertitude globale (w_Q) associée aux mesures de débit est composée de trois types d'incertitudes : l'incertitude liée à la mesure du débit volumique réel (w'_Q); l'incertitude liée aux fluctuations des mesures (w''_Q); et l'incertitude liée à la constante K d'étalonnage (w'''_Q).

L'incertitude liée à la mesure du débit volumique réel repose principalement sur le calcul de la propagation des différentes incertitudes associées à la méthodologie utilisée. Tout d'abord, l'incertitude associée à la mesure de masse du volume d'eau est considérée comme étant égale à 2 fois la valeur de la moitié de la plus petite graduation de la balance utilisée, c.-à-d. $\pm 0,453$ kg. Ensuite, l'incertitude de mesure associée à l'intervalle de temps est estimée à ± 1 sec. En négligeant l'incertitude associée à la masse volumique de l'eau, l'incertitude du débit volumique réel s'exprime de la façon suivante :

$$w'_Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \sqrt{\left(\frac{w(m_{fin}-m_{ini})}{m_{fin}-m_{ini}}\right)^2 + \left(\frac{w_{\Delta t}}{\Delta t}\right)^2} \quad (A3.2)$$

où $w_{(m_{fin}-m_{ini})}$ et $w_{\Delta t}$ représentent respectivement l'incertitude pour la mesure de la masse d'eau et celle de la mesure de l'intervalle de temps; et ρ représente la masse volumique de l'eau.

L'incertitude liée aux fluctuations des mesures autour de la moyenne est quantifiée à l'aide de l'écart-type ($S_{\bar{Q}}$). Pour un échantillon de n mesure où n correspond au nombre de secondes de l'intervalle de temps Δt (le système d'acquisition effectue une lecture par seconde) et un niveau de confiance de 95,5 % (c.-à-d. qu'il y a 95,5 % de probabilité que la mesure soit dans l'intervalle), l'incertitude liée aux fluctuations correspond à $\pm 2S_{\bar{T}}/\sqrt{n}$ (ASHRAE Guideline 2-2010).

L'incertitude liée à la constante K d'étalonnage (équation A2.2) est en fait la différence entre la valeur moyenne affichée par le système d'acquisition (Q) à l'aide de cette constante et la valeur réelle mesurée ($Q_{réel}$).

En respectant les principes de propagation de l'incertitude, l'incertitude globale associée à la mesure peut-être calculé avec l'équation suivante :

$$w_Q = \sqrt{(w'_Q)^2 + (w''_Q)^2 + (w'''_Q)^2} \quad (\text{A3.3})$$

À titre d'exemple, les résultats de calculs d'incertitude pour un débitmètre de chaque modèle sont présentés dans les tableaux A3.2, A3.3 et A3.4. Pour les débitmètres FTB372, l'incertitude maximale rencontrée sur la totalité de leur étendue de mesure, soit de 4 à 130 L/min, est de 3,68 %. Pour le débitmètre FTB4707, l'incertitude maximale rencontré, sur la totalité de leur étendue de mesure, soit de 1 à 75 L/min, est de 8,08 %, par contre, celle-ci est de 2,61 % pour les débits supérieurs à 10 L/min (conditions normales d'utilisation). Finalement, pour les débitmètres FTB4705, l'incertitude maximale rencontrée sur la totalité de leur étendue de mesure, soit de 1 à 35 L/min, est de 8,28 %, par contre, celle-ci est de 4,37 % pour les débits supérieurs à 5 L/min (conditions normales d'utilisation). Dans le but de rester conservateur, les incertitudes respectives pour ces débitmètres ont été fixées à 4 % (FTB372), 3 % (FTB4707) et 4,5 % (FTB4705).

Tableau A3.2: Calcul d'incertitude pour un débitmètre FTB372

Essai	Débit réel mesuré			FTB372-1							
	Δt	Masse nette d'eau accumulée	Débit Volumique $Q_{réel}$	f_{moy}	σ_f	Débit volumique calculé Q	Incertitude				
							débit mesuré w_o	fréquence w_o	courbe d'étalonnage w_o	global w_o	
#	sec	kg	L/min	Hz	Hz	L/min	L/min	L/min	L/min	L/min	%
1	420,0	9,072	1,299	1,171	0,377	1,09	0,06	0,03	0,21	0,22	17,10
2	228,0	18,144	4,784	5,201	0,402	4,84	0,12	0,05	0,05	0,14	2,95
3	198,0	36,287	11,018	12,070	0,256	11,23	0,15	0,03	0,21	0,26	2,33
4	483,0	108,862	13,550	14,800	0,401	13,76	0,06	0,03	0,21	0,22	1,66
5	287,0	58,967	12,352	13,431	0,496	12,49	0,10	0,05	0,14	0,18	1,47
6	240,0	63,503	15,908	17,311	0,464	16,10	0,13	0,06	0,19	0,24	1,50
7	119,0	45,359	22,916	24,750	0,435	23,02	0,30	0,07	0,10	0,32	1,42
8	117,0	49,895	25,639	27,975	0,205	26,02	0,32	0,04	0,38	0,50	1,94
9	133,0	68,039	30,756	33,143	0,351	30,82	0,31	0,06	0,07	0,32	1,04
10	159,0	90,719	34,302	36,927	0,261	34,34	0,28	0,04	0,04	0,28	0,82
11	188,0	90,719	29,011	31,415	0,610	29,22	0,21	0,08	0,21	0,31	1,06
12	157,0	90,719	34,739	37,720	0,529	35,08	0,28	0,08	0,34	0,45	1,29
13	129,0	90,719	42,279	45,907	0,678	42,69	0,39	0,11	0,41	0,58	1,37
14	121,0	90,719	45,075	48,959	0,831	45,53	0,44	0,14	0,46	0,65	1,43
15	109,0	90,719	50,037	54,349	0,599	50,54	0,52	0,11	0,51	0,74	1,47
16	94,5	90,719	57,715	62,474	0,988	58,10	0,68	0,19	0,39	0,80	1,39
17	84,0	90,719	64,929	70,750	0,726	65,80	0,84	0,15	0,87	1,22	1,87
18	73,0	90,719	74,713	80,945	1,129	75,28	1,09	0,25	0,57	1,25	1,68
19	57,5	90,719	94,853	102,103	2,150	94,96	1,72	0,53	0,10	1,80	1,90
20	53,0	90,719	102,906	110,245	1,299	102,53	2,01	0,33	0,38	2,07	2,01
21	49,0	90,719	111,307	120,082	1,656	111,68	2,34	0,44	0,37	2,41	2,16
22	43,0	90,719	126,838	136,116	1,117	126,59	3,02	0,32	0,25	3,04	2,40
23	42,0	90,719	129,858	141,143	1,424	131,26	3,16	0,41	1,41	3,48	2,68
24	238,5	68,039	17,151								
25	228,0	45,359	11,961								
26	260,0	34,019	7,866								
27	252,0	9,072	2,164								
28	220,0	90,719	24,791								
29	151,0	90,719	36,119								

Tableau A3.3: Calcul d'incertitude pour un débitmètre FTB4707

Essai	Débit réel mesuré			FTB4707							
	Δt	Masse nette d'eau accumulée	Débit Volumique $Q_{réel}$	f_{moy}	σ_f	Débit volumique calculé Q	Incertitude				
							débit mesuré w_o	fréquence w_o	courbe d'étalonnage w_o	global w_o	
#	sec	kg	L/min	Hz	Hz	L/min	L/min	L/min	L/min	L/min	%
1	420,0	9,072	1,299	1,860	0,348	1,22	0,06	0,02	0,08	0,10	8,06
2	228,0	18,144	4,784	7,546	0,499	4,95	0,12	0,04	0,16	0,21	4,35
3	198,0	36,287	11,018	17,176	0,382	11,26	0,15	0,04	0,24	0,29	2,61
4	483,0	108,862	13,550	21,048	0,321	13,80	0,06	0,02	0,25	0,26	1,91
5	287,0	58,967	12,352	19,132	0,339	12,54	0,10	0,03	0,19	0,22	1,78
6	240,0	63,503	15,908	24,581	0,494	16,12	0,13	0,04	0,21	0,25	1,58
7	119,0	45,359	22,916	35,133	0,365	23,04	0,30	0,04	0,12	0,33	1,42
8	117,0	49,895	25,639	39,712	0,473	26,04	0,32	0,06	0,40	0,52	2,01
9	133,0	68,039	30,756	47,045	0,387	30,85	0,31	0,04	0,09	0,33	1,06
10	159,0	90,719	34,302	52,445	0,499	34,39	0,28	0,05	0,09	0,29	0,86
11	188,0	90,719	29,011	44,564	0,754	29,22	0,21	0,07	0,21	0,31	1,06
12	157,0	90,719	34,739	53,204	0,696	34,89	0,28	0,07	0,15	0,33	0,94
13	129,0	90,719	42,279	64,829	0,928	42,51	0,39	0,11	0,23	0,46	1,10
14	121,0	90,719	45,075	69,273	1,088	45,42	0,44	0,13	0,35	0,57	1,27
15	109,0	90,719	50,037	76,459	0,788	50,13	0,52	0,10	0,10	0,54	1,08
16	94,5	90,719	57,715	87,516	1,228	57,38	0,68	0,17	0,33	0,77	1,33
17	84,0	90,719	64,929	99,298	0,902	65,11	0,84	0,13	0,18	0,87	1,34
18	73,0	90,719	74,713	112,548	1,463	73,80	1,09	0,22	0,91	1,44	1,93
19	57,5	90,719	94,853								
20	53,0	90,719	102,906								
21	49,0	90,719	111,307								
22	43,0	90,719	126,838								
23	42,0	90,719	129,858								
24	238,5	68,039	17,151								
25	228,0	45,359	11,961								
26	260,0	34,019	7,866								
27	252,0	9,072	2,164								
28	220,0	90,719	24,791								
29	151,0	90,719	36,119								

Tableau A3.4: Calcul d'incertitude pour un débitmètre FTB4705

Essai	Débit réel mesuré			FTB4705-1							
	Δt	Masse nette d'eau accumulée	Débit Volumique $Q_{réel}$	f_{moy}	σ_f	Débit volumique calculé Q	Incertitude				
							débit mesuré w'_Q	fréquence w''_Q	courbe d'étalonnage w'''_Q	global w_Q	
#	sec	kg	L/min	Hz	Hz	L/min	L/min	L/min	L/min	L/min	%
1	420,0	9,072	1,299	3,007	0,146	1,25	0,06	0,01	0,05	0,08	6,16
2	228,0	18,144	4,784	11,590	0,493	4,83	0,12	0,03	0,04	0,13	2,74
3	198,0	36,287	11,018	26,231	0,423	10,92	0,15	0,03	0,10	0,18	1,62
4	483,0	108,862	13,550	32,324	0,469	13,46	0,06	0,02	0,09	0,11	0,82
5	287,0	58,967	12,352								
6	240,0	63,503	15,908								
7	119,0	45,359	22,916								
8	117,0	49,895	25,639								
9	133,0	68,039	30,756								
10	159,0	90,719	34,302								
11	188,0	90,719	29,011								
12	157,0	90,719	34,739								
13	129,0	90,719	42,279								
14	121,0	90,719	45,075								
15	109,0	90,719	50,037								
16	94,5	90,719	57,715								
17	84,0	90,719	64,929								
18	73,0	90,719	74,713								
19	57,5	90,719	94,853								
20	53,0	90,719	102,906								
21	49,0	90,719	111,307								
22	43,0	90,719	126,838								
23	42,0	90,719	129,858								
24	238,5	68,039	17,151	40,643	0,820	16,92	0,13	0,04	0,23	0,27	1,56
25	228,0	45,359	11,961	28,328	0,668	11,80	0,13	0,04	0,16	0,21	1,78
26	260,0	34,019	7,866	18,494	0,538	7,70	0,11	0,03	0,17	0,20	2,54
27	252,0	9,072	2,164	5,096	0,295	2,12	0,11	0,02	0,04	0,12	5,43
28	220,0	90,719	24,791	59,199	0,761	24,65	0,17	0,04	0,14	0,22	0,90
29	151,0	90,719	36,119	86,808	1,237	36,15	0,30	0,08	0,03	0,31	0,86